



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

공학박사 학위논문

수치해석을 이용한 OWC형 파력발전시스템의 통합성능해석

Numerical Study on Integrated Performance of OWC-Impulse
Turbine Wave Energy Converter



지도교수 현 범 수

2013년 2월

한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과

김 길 원

본 논문을 김길원의 공학박사 학위논문으로 인준함.

| | | |
|-----|-------|-----|
| 위원장 | 손 경 호 | (인) |
| 위 원 | 현 범 수 | (인) |
| 위 원 | 도 덕 희 | (인) |
| 위 원 | 홍 기 용 | (인) |
| 위 원 | 류 진 | (인) |

2012년 12월 13일

한국해양대학교 대학원

목 차

| | |
|-----------------------|------|
| List of Tables | vii |
| List of Figures | viii |
| Abstract | xvi |

1. 서 론

| | |
|---------------------------------------|----|
| 1.1 연구 배경 | 1 |
| 1.2 파력발전의 개발 현황 | 4 |
| 1.2.1 파력발전의 분류 | 4 |
| 1.2.2 국내외 파력발전 기술개발 현황 | 5 |
| 1.3 OWC형 파력발전장치의 OWC 챔버 연구개발 현황 | 10 |
| 1.4 터빈의 연구개발 현황 | 12 |
| 1.4.1 웰스터빈 | 12 |
| 1.4.2 임펄스터빈 | 15 |
| 1.5 수치조파수조의 연구현황 | 19 |
| 1.5.1 기본방정식 | 19 |
| 1.5.2 수치조파 | 21 |
| 1.5.3 개구경계조건 | 22 |
| 1.5.4 자유수면의 추적 | 23 |
| 1.6 본 논문의 주요연구 내용 및 목표 | 25 |

2. 수치해석방법

| | |
|-----------------|----|
| 2.1 개요 | 27 |
| 2.2 기본방정식 | 28 |

| | |
|---------------------------------------|----|
| 2.2.1. 연속방정식 | 28 |
| 2.2.2 RANS 방정식 | 28 |
| 2.3 난류모델링 (Turbulent modelling) | 30 |
| 2.4 VOF 모델 | 33 |
| 2.5 수치방법 | 36 |
| 2.5.1 유한체적법 | 36 |
| 2.5.2 이산화 스킴 | 37 |
| 가. 공간이산 | 37 |
| 나. 시간이산 | 39 |
| 다. 속도-압력 보간 | 39 |
| 2.6 경계조건 | 42 |
| 3. 수치해석을 이용한 OWC 챔버 성능해석 | |
| 3.1 수치조파수조구축 | 43 |
| 3.1.1 two-phase VOF 모델 검증 | 43 |
| 3.1.2 수치조파수조 | 44 |
| 가. 지배방정식 | 44 |
| 나. 수치방법 | 45 |
| 다. 수치조파수조의 검증 | 46 |
| 3.2 수치조파수조를 이용한 챔버 내 파고 분석 | 49 |
| 3.3 수치조파수조를 이용한 덕트 내 유속 예측 | 53 |
| 3.4 노즐-공기실 면적비의 영향 | 60 |
| 3.5 파랑집중장치의 영향 | 62 |
| 3.5.1 싱글 덕트 시스템 | 62 |
| 3.5.2 듀얼 덕트 시스템 | 69 |
| 3.6 결론 | 74 |
| 4. 수치해석을 이용한 임펄스 터빈 성능해석 | |
| 4.1 수치해석을 이용한 임펄스터빈 최적화 | 75 |
| 4.1.1 MRF를 이용한 터빈 해석기법 구축 | 75 |

| | |
|--------------------------------------|-----|
| 4.1.2 임펠스터빈의 최적설계 | 80 |
| 가. 날개수의 영향 | 80 |
| 나. 허브비의 영향 | 81 |
| 다. Tip Clearance의 영향 | 81 |
| 라. 가이드베인 각도의 영향 | 82 |
| 마. G/Lr의 영향 | 83 |
| 바. 날개 Sweep Angle의 영향 | 85 |
| 사. Staggered Blade의 영향 | 86 |
| 4.2 250kW급 터빈설계를 위한 직경 및 유량 산출 | 91 |
| 4.3 500kW급 임펠스터빈 상세설계 | 93 |
| 4.3.1 표준터빈 최종 상세설계 | 93 |
| 4.3.2 Ring-type 터빈 최종 상세설계 | 95 |
| 4.4 500kW급 임펠스터빈 성능평가 | 96 |
| 4.4.1 정상상태의 성능평가 | 96 |
| 4.4.2 자기기동 성능평가 | 97 |
| 4.5 비정상 터빈성능해석 | 100 |
| 4.5.1 개요 | 100 |
| 4.5.2 경계조건 | 100 |
| 4.5.3 결과 검증 | 101 |
| 4.5.4 특정조건에서 터빈의 비정상 계산결과 | 103 |
| 4.6 결론 | 106 |
| 5. 터빈의 영향을 모사하기 위한 기법연구 | 107 |
| 5.1 실험을 통한 연구 | 107 |
| 5.2 수치해석을 이용한 연구 | 114 |
| 5.2.1 Porous Media 모델 | 115 |
| 5.2.2 오리피스 모델 | 118 |
| 5.3 결론 | 120 |
| 6. 터빈의 영향을 고려한 OWC 통합성능해석 | |

| | |
|--|-----|
| 6.1 실험을 통한 공기실 형상에 따른 자유수면 고찰 | 121 |
| 6.2 통합 수치해석 결과의 검증 | 127 |
| 6.3 수치해석을 이용한 통합성능해석 | 131 |
| 6.4 구조물에 작용하는 유체력 계산 | 137 |
| 6.5 결론 | 138 |
| 7. 사파중 OWC형 파력발전 장치의 성능연구 | |
| 7.1 열린 OWC 챔버에 대한 사파중 성능평가 | 139 |
| 7.1.1 실험을 통한 고찰 | 139 |
| 7.1.2 수치해석을 통한 연구 | 142 |
| 7.2 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버에 대한 사파중 성능연구 | 146 |
| 7.2.1 실험적인 연구 | 146 |
| 7.2.2 수치해석을 통한 연구 | 148 |
| 7.3 500kW급 용수 파력발전시스템의 사파중 성능평가 | 150 |
| 7.4 결론 | 151 |
| 8. 500kW급 용수 시험파력발전시스템의 실향역 성능예측을 위한 Look-up Table 구축 | |
| 8.1 개요 | 152 |
| 8.2 실향역 불규칙파에 대한 보정 | 154 |
| 8.3 실향역 파랑중 성능예측을 위한 Look-up Table 구축 | 156 |
| 8.3.1 오리피스 압력강하 Look-up Table 구축 | 157 |
| 8.3.2 규칙파중에서 OWC 챔버의 성능 Look-up Table 구축 | 158 |
| 8.3.3 임펄스 터빈의 성능 Look-up Table 구축 | 166 |
| 8.4 Look-up Table을 이용한 성능평가 과정 | 167 |
| 8.4.1 OWC 시스템의 성능예측 Process | 167 |
| 8.4.2 예를 통한 성능예측 process 소개 | 169 |
| 8.5 결론 | 172 |
| 9. 500kW급 용수 시험파력발전시스템 성능예측 S/W구축 | |

| | |
|--|-----|
| 9.1 개요 | 173 |
| 9.2 Look-up Table을 이용한 성능예측 패키지 | 175 |
| 9.3 CFD 코드를 이용한 터빈성능해석 패키지 | 175 |
| 9.4 실행 사례를 통한 Look-up Table 패키지 설명 | 179 |
| 9.4.1 메뉴 설명 | 179 |
| 가. Automatic 모듈 | 179 |
| 나. Manual 모듈 | 179 |
| 9.4.2 실행 예 | 180 |
| 가. Automatic 모듈 | 180 |
| 나. Manual 모듈 | 181 |
| 9.5 결론 | 184 |
| 10. 결론 및 제안 | |
| 10.1 결론 | 185 |
| 10.1 제안 및 향후연구내용 | 189 |
| 감사의 글 | 190 |
| 참고문헌 | 191 |

List of Tables

| | |
|---|-----|
| Table 1.2.1 Development Status of Abroad Wave Energy Converters | 7 |
| Table 1.2.2 Development Status of Domestic Wave Energy Converters | 8 |
| Table 3.2.1 Testing Cases of Various Shape Parameters | 49 |
| Table 3.3.1 Calculating Cases with Various Test Conditions | 53 |
| Table 3.5.1 Testing Case in the Numerical Simulation | 63 |
| Table 3.5.2 Shape Parameters for the Double-duct System | 70 |
| Table 4.3.1 Specifications of Turbine | 94 |
| Table 4.3.2 Specifications of Guide Vane | 94 |
| Table 4.3.3 Specifications of Others | 94 |
| Table 4.4.1 Specification of Turbine | 98 |
| Table 5.1.1 Wave Simulator Test Rig | 108 |
| Table 5.1.2 Configuration of Orifice Devices in the Experiments | 108 |
| Table 5.1.3 Configuration of Impulse Turbine in the Experiments | 109 |
| Table 6.1.1 Experimental Cases with Various Shape Parameters | 123 |
| Table 7.1.1 Dimensions of chamber | 140 |
| Table 7.1.2 Summary of incident wave conditions | 140 |
| Table 8.1.1 Shape Parameters for OWC Chamber | 153 |

List of Figures

| | |
|---|----|
| Fig. 1.1.1 Dimension of OWC Pilot Structure | 2 |
| Fig. 1.1.2 Main Shape of Turbine System | 2 |
| Fig. 1.1.3 General Arrangement of OWC-type Yongsoo Pilot Plant (500kW) | 3 |
| Fig. 1.2.1 Example of Energy Converting System | 4 |
| Fig. 1.2.2 Limpet | 6 |
| Fig. 1.2.3 Energetech | 6 |
| Fig. 1.2.4 Wave Dragon | 6 |
| Fig. 1.2.5 Pelamis | 6 |
| Fig. 1.2.6 Oyster | 6 |
| Fig. 1.2.7 AWS | 6 |
| Fig. 1.2.8 OWC-type WEC in Korea | 9 |
| Fig. 1.2.9 Wave Overtopping-type WEC (250kW) | 9 |
| Fig. 1.2.10 OWC-type Yongsoo Pilot Plant (500kW) | 9 |
| Fig. 1.4.1 Outline of Wells Turbine | 12 |
| Fig. 1.4.2 Turbine Using Self-pitch-controlled Blades | 13 |
| Fig. 1.4.3 Contra-rotating Wells Turbine | 14 |
| Fig. 1.4.4 Impulse Turbine with Self-pitch-controlled Guide Vanes | 15 |
| Fig. 1.4.5 Impulse Turbine with Self-pitch-controlled Guide Vanes Connected by Links | 16 |
| Fig. 2.4.1 Schematics of Free surface Reconstruction | 34 |
| Fig. 2.4.2 Type of PLIC Method for Free Surface Reconstruction | 35 |
| Fig. 2.4.3 Comparison of VOF Method for Free Surface Reconstruction .. | 35 |
| Fig. 2.5.1 Schematics of Scheme for Control Volume and Space Discretization | 37 |
| Fig. 3.1.1 Instantaneous Water Column Profile | 43 |

| | |
|--|----|
| Fig. 3.1.2 Time History of the Position of the Leading Edge of Water | 44 |
| Fig. 3.1.3 Schematics of 3D Numerical Wave Tank | 45 |
| Fig. 3.1.4 Time Series of Wave Elevation at the Position of $x=30m$ | 46 |
| Fig. 3.1.5 Comparison of Wave Profile at $t=24T$ | 47 |
| Fig. 3.1.6 Distributions of Wave Profile in One Period | 47 |
| Fig. 3.1.7 Standing Wave Profile in Front of the Vertical Wall | 48 |
| Fig. 3.1.8 3D Instantaneous Wave Profile at $t=17T$ | 48 |
| Fig. 3.1.9 Comparison of Wave Profile Distribution at $t=17T$ | 48 |
| Fig. 3.2.1 Schematics of OWC Air Chamber | 49 |
| Fig. 3.2.2 Typical Wave Field Distributions in Air Chamber | 50 |
| Fig. 3.2.3 Water Elevation in the Air Chamber for Case 01, $T=4s$ | 50 |
| Fig. 3.2.4 Relative Wave Amplitude Distribution | 51 |
| Fig. 3.3.1 Schematic of OWC Air Chamber | 53 |
| Fig. 3.3.2 Water Column Elevation in the Chamber ($T=6.0s$) | 54 |
| Fig. 3.3.3 Water cColumn Elevation in the Chamber ($T=6.0s$) | 54 |
| Fig. 3.3.4 Time History of Relative Pressure in the Chamber (Case 4 $T=6.0s$) | 55 |
| Fig. 3.3.5 Time History of Air Velocity in the Duct (Case 4 $T=6.0s$) | 55 |
| Fig. 3.3.6 Relative Wave Amplitude Distribution with the Wave Length Ratio Variation | 56 |
| Fig. 3.3.7 Comparison of Relative Wave Amplitude Distributions with the Wave Length Ratio Variation | 57 |
| Fig. 3.3.8 Comparison of Relative Wave Amplitude Distributions with the Wave Length Ratio Variation at different monitor points | 58 |
| Fig. 3.3.9 Comparison of Positive Amplitude Distributions of the Air Flow Velocity in the Duct with the Incident Wave Period Variation | 59 |
| Fig. 3.4.1 Effects of Nozzle Area Ratios on the Relative Wave Amplitude | 60 |
| Fig. 3.4.2 Effects of Nozzle Area Ratios on the Air Flow Rate | 61 |

| | |
|---|----|
| Fig. 3.4.3 Effects of Nozzle Area Ratios on the Air Flow Velocity | 61 |
| Fig. 3.5.1 Schematics of OWC Chamber and Wave Focusing Device | 62 |
| Fig. 3.5.2 3D Instantaneous Snapshot of Free Water Surface Inside WFD, Case 09, $T=5.0s$ | 63 |
| Fig. 3.5.3 Effects of WFD Wall Length on Performance of OWC Chamber, $\theta_w=30^\circ$ | 65 |
| Fig. 3.5.4 Effects of WFD Wall Length on Performance of OWC Chamber, $\theta_w=45^\circ$ | 66 |
| Fig. 3.5.5 Effects of WFD Wall Length on Performance of OWC Chamber, $\theta_w=60^\circ$ | 67 |
| Fig. 3.5.6 Effects of WFD Expanding Angles on Performance of OWC Chamber | 68 |
| Fig. 3.5.7 Schematics of OWC Chamber with Dual Duct Installed on the Side | 69 |
| Fig. 3.5.8 Instantaneous Snapshot of Free Surface for Double-duct System | 70 |
| Fig. 3.5.9 Effects of WFD Expanding Angles on Performance of OWC Chamber, $l_w=8.0m$ | 71 |
| Fig. 3.5.10 Effects of WFD Wall Lengths on Performance of OWC Chamber, $\theta_w=60^\circ$ | 72 |
| Fig. 4.1.1 Turbine Geometry in 2-D Sense (Setoguchi et. al. 2001) | 75 |
| Fig. 4.1.2 Grid Generation | 76 |
| Fig. 4.1.3 Boundary Conditions | 77 |
| Fig. 4.1.4 Pressure Distribution at Rotor Blade | 78 |
| Fig. 4.1.5 Flow Pathlines at Rotor Blade | 78 |
| Fig. 4.1.6 Performance of Impulse Turbine | 79 |
| Fig. 4.1.7 Performance of Impulse Turbine | 80 |
| Fig. 4.1.8 Performance of Impulse Turbine | 81 |
| Fig. 4.1.9 Performance of Impulse Turbine | 82 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 4.1.10 Performance of Impulse Turbine | 83 |
| Fig. 4.1.11 Performance of Impulse Turbine | 84 |
| Fig. 4.1.12 Effect of the Gap/chord Ratio on Maximum Efficiency | 84 |
| Fig. 4.1.13 Schematics of Sweep Angle of Impulse Turbine | 85 |
| Fig. 4.1.14 Performance of Impulse Turbine | 86 |
| Fig. 4.1.15 Flow Rate at Wave Energy Plant Constructed by National Institute of Ocean Technology, India (Santhakumar et al., 1998) | 87 |
| Fig. 4.1.16 Schematics of Staggered Blade | 87 |
| Fig. 4.1.17 Pressure Distributions | 88 |
| Fig. 4.1.18 Performance of Impulse Turbine | 89 |
| Fig. 4.1.19 Power of Impulse Turbine with Staggered Blade | 89 |
| Fig. 4.2.1 Turbine Performance Chart | 92 |
| Fig. 4.3.1 Final Turbine Geometry in 2-D Sense | 93 |
| Fig. 4.3.2 Schematic of Ring Type Blade | 95 |
| Fig. 4.4.1 Comparison Experiment & Calculation | 96 |
| Fig. 4.4.2 Performance of Final Impulse Turbine | 97 |
| Fig. 4.4.3 Turbine Geometry | 98 |
| Fig. 4.4.4 Self - Starting Characteristics | 99 |
| Fig. 4.5.1 Schematics of Unsteady Computational Fluid Domains | 100 |
| Fig. 4.5.2 Schematics of Driving Torques Calculation | 100 |
| Fig. 4.5.3 Comparison of Self-starting Characteristics | 102 |
| Fig. 4.5.4 Comparison of Torque Coefficients | 102 |
| Fig. 4.5.5 Pressure Contour Variation of Impulse Turbine | 103 |
| Fig. 4.5.6 Time Series of Wave Height at Jeju Island Testing Site | 104 |
| Fig. 4.5.7 Self-starting Characteristics | 105 |
| Fig. 5.1.1 Experiment Set-up | 107 |
| Fig. 5.1.2 Pressure Transducer Settlement in the Test Rig (Turbine Test) | 110 |
| Fig. 5.1.3 Pressure transducer Settlement in the Test Rig (Orifice Test) | 110 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 5.1.4 Pressure Variation at Different Monitors for the Impulse Turbine (Piston Motion: $A=0.4\text{m}$, $F=15\text{Hz}$) | 111 |
| Fig. 5.1.5 Pressure Difference between Two Sides of the Impulse Turbine (Piston Motion: $A=0.4\text{m}$, $F=15\text{Hz}$) | 111 |
| Fig. 5.1.6 Pressure Variation at Different Monitors for the Orifice Device (Inner diameter of Orifice: $0.48D$, Piston Motion: $A=0.4\text{m}$, $F=15\text{Hz}$) | 112 |
| Fig. 5.1.7 Pressure Difference between Two Sides of the Orifice Device (Inner diameter of orifice: $0.48D$, Piston Motion: $A=0.4\text{m}$, $F=15\text{Hz}$) | 112 |
| Fig. 5.1.8 Pressure Drop Variation Against the Air Flow Rates for Different Facilities | 113 |
| Fig. 5.2.1 Drawing of Wave Simulator | 114 |
| Fig. 5.2.2 Comparison of Time Averaged Air Flow Velocities in the Duct | 115 |
| Fig 5.2.3 Geometries and Grid Structures for Porous Media Model | 116 |
| Fig. 5.2.4 Time History of Piston Motion, Air Flow Rate and Pressure Difference for Porous Media Model | 117 |
| Fig. 5.2.5 Comparison of Pressure Drop Against the Variation of Piston Oscillating Periods in the Porous Media Simulation | 117 |
| Fig. 5.2.6 Geometries and Grid Structures for Orifice Model | 118 |
| Fig. 5.2.7 Time History of Piston Motion, Air Flow Rate and Pressure Difference for Orifice Device | 118 |
| Fig. 5.2.8 Comparison of Pressure Drop with Exp. and Num. Results .. | 119 |
| Fig. 5.2.9 Comparison of Pressure Drop with Turbine and Orifice | 120 |
| Fig. 6.1.1 Schematics of Orifice Devices Installed in the Duct | 121 |
| Fig. 6.1.2 Schematics of OWC Chamber with the Duct Installed on the Top | 122 |
| Fig. 6.1.3 Schematics of OWC Chamber with Two Ducts Installed on the Side | 122 |
| Fig. 6.1.4 Wave Gauge Position Distribution for Case 2~3 | 124 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 6.1.5 Comparison of Wave Elevation at the Center Point in the Chamber | 124 |
| Fig. 6.1.6 Comparison of Wave Elevation at the Front and Rear Point · | 125 |
| Fig. 6.1.7 Comparison of Wave Elevation at the Left and Right Point · | 126 |
| Fig. 6.2.1 Geometry and Gride Structure of Integrated OWC System | 127 |
| Fig. 6.2.2 Snapshot of Instantaneous Free Surface During Water Column Oscillation | 127 |
| Fig. 6.2.3 Comparison of Time Histories of Wave Elevation at the Center Point | 128 |
| Fig. 6.2.4 Comparison of Time Histories of Air Pressure Difference between Two Sides of Orifice Device | 129 |
| Fig. 6.2.5 Comparison of Time Histories of Air Flow Velocity in the Duct | 129 |
| Fig. 6.2.6 Comparison of Phase Shift for Relative Height, Pressure Drop and Air Flow Velocity | 130 |
| Fig. 6.3.1 Comparison of Relative Wave Height for 0.48D Orifice Device | 131 |
| Fig. 6.3.2 Comparison of Pressure Difference for 0.48D Orifice Device · | 131 |
| Fig. 6.3.3 Comparison of Air Flow Velocity for 0.48D Orifice Device | 132 |
| Fig. 6.3.4 Comparison of Relative Wave Height for 0.55D Orifice Device | 133 |
| Fig. 6.3.5 Comparison of Pressure Difference for 0.55D Orifice Device · | 133 |
| Fig. 6.3.6 Comparison of Air Flow Velocity for 0.55D Orifice Device | 134 |
| Fig. 6.3.7 Comparison of Relative Height between With and Without Orifice | 135 |
| Fig. 6.3.8 Comparison of Pressure Difference between With and Without Orifice | 135 |
| Fig. 6.3.9 Comparison of Flow Rate in Duct between With and Without Orifice | 136 |

| | | |
|------------|--|-----|
| Fig. 6.4.1 | Fluent Option in the Wave Force Calculation | 137 |
| Fig. 6.4.2 | Wave Force Variation for Different Incident Wave Height | 138 |
| Fig. 7.1.1 | Schematics of OWC chamber | 139 |
| Fig. 7.1.2 | Experimental Set-up | 141 |
| Fig. 7.1.3 | Experimental Results of Wave Height for Five Different Wave Directions | 141 |
| Fig. 7.1.4 | Schematics of Grid Structure | 142 |
| Fig. 7.1.5 | Calculated Pressure Contours Near Free Surface | 142 |
| Fig. 7.1.6 | Calculated Velocity Vectors Near Free Surface | 143 |
| Fig. 7.1.7 | Numerical Results Compared with Measurements at Five Different Wave Directions | 144 |
| Fig. 7.1.8 | Comparisons of Relative Wave Height between 2-D and 3-D Numerical Results | 144 |
| Fig. 7.1.9 | Effect of Chamber Width on Wave Height Inside Chamber .. | 145 |
| Fig. 7.2.1 | Experimental Results on Wave Height with Various Incident Wave Heights (with 0.5D orifice) | 147 |
| Fig. 7.2.2 | Comparisons between Numerical Results and Measurements with Turbine Effect Considered | 148 |
| Fig. 7.2.3 | Calculated Air Flow Rates Inside Duct with Turbine Effect Considered | 148 |
| Fig. 7.3.1 | Effects of Incident Wave Direction on Relative Wave Height of Proposed OWC Pilot in Jeju | 150 |
| Fig. 8.1.1 | Schematics of OWC Chamber | 152 |
| Fig. 8.1.2 | Flow Chart of Performance Prediction for Integrated OWC System | 153 |
| Fig. 8.2.1 | Define of Irregular Wave Profile | 154 |
| Fig. 8.3.1 | Flowchart of Performance Evaluation Module | 156 |
| Fig. 8.3.2 | Validation of Orifice Model Based on Fluent | 157 |
| Fig. 8.3.2 | Chart of Different Pressure Drop Against Various Orifice Model | |

| | |
|---|-----|
| | 158 |
| Fig. 8.3.4 Mass air Flow Rate Variation in the Duct, T=4.0s | 160 |
| Fig. 8.3.5 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, T=5.0s | 161 |
| Fig. 8.3.6 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, T=6.0s | 162 |
| Fig. 8.3.7 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, T=7.0s | 163 |
| Fig. 8.3.8 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, T=8.0s | 164 |
| Fig. 8.3.9 Air Flow Rate in the Duct | 165 |
| Fig. 8.3.10 Performance Chart of Impulse Turbine | 166 |
| Fig. 8.4.1 Time Series of Real Sea Data | 169 |
| Fig. 8.4.2 Segment of Real Sea Data | 169 |
| Fig. 8.4.3 Velocity in the Duct for Every Segment Wave | 171 |
| Fig. 8.4.4 Real Time Power of OWC System | 172 |
| Fig. 9.1.1 Structure of S/W | 173 |
| Fig. 9.1.2 Main Window of S/W | 174 |
| Fig. 9.3.1 Panel of Grid Generation | 177 |
| Fig. 9.3.2 Panel of Solution | 178 |
| Fig. 9.4.1 Example of Automatic Module | 180 |
| Fig. 9.4.2 Example of Orifice Performance Evaluation | 181 |
| Fig. 9.4.3 Example of OWC-Integrated Performance Evaluation | 182 |
| Fig. 9.4.4 Example of Turbine Performance Evaluation | 183 |

Numerical Study on Integrated Performance of OWC-Impulse Turbine Wave Energy converter

Jin, Ji Yuan

Department of Naval Architecture and Ocean Systems Engineering
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Plenty of wave energy absorption devices have been invented, and several of them have been utilized in the electricity generation. The Oscillating Water Column (OWC) type has been widely employed in the application for the wave energy conversion for last 30 years. Due to the advantages of rather reliable converting technique and comparable production cost over other types of ocean energy, wave energy conversion system is considered to be feasible for the establishment of commercial power production.

The present paper deals with the numerical study on integrated OWC system for wave energy conversion. All the numerical study was based on Reynolds averaged Navier-Stokes(RANS) equations. An OWC wave energy converting system includes three energy converting stages: 1) The OWC inside a chamber forces air alternately into and out of the

atmosphere through the duct. 2) A turbine with symmetric blades transforms the bi-directional air flow energy into a mechanical torque. 3) An electric generator linked to the turbine transforms the torque into electrical power. Since the hydro- and aero-dynamic performance analyses are of primary concern for the thesis, the third stage for electric generator is not considered in this study.

For the study of first energy converting stage, the numerical wave tank is established. The VOF model are adopted to calculate the wave generation and propagation in the numerical wave tank. The two-dimensional & three dimensional numerical wave tanks are validated with the analytic results and the predicted performance of oscillating water column is compared with the available experimental data. Various parameters of chamber geometry are investigated to demonstrate the effects of shape parameters on the wave field, water column oscillation in the chamber and wave energy conversion.

For the study of second energy converting stage, the numerical model for rotating machine is developed based on MRF technique. To optimize the impulse turbine, the effects of several shape parameters on operating performance are investigated such as number of blade, angle of guide vane, tip clearance, hub ratio, G/l_r , sweep angle & staggered blade. Through the parametric study, the optimized impulse turbine is drawn out in diameter $D=1.8\text{m}$ for 250kW capability. The fully transient calculation model is developed to investigate the unsteady characteristics of impulse turbine, especially self-starting performance under various incident air flow conditions.

For the study of integrated system of chamber and turbine, the orifice module is adopted. The experiments on relationship between the air flow velocity and the pressure difference between two side of the turbine and orifice are carried out. The corresponding simulation is performed to

validate the capability of the numerical model on the prediction of pressure drop. The numerical wave tank is embedded with the orifice module to investigate the integrated OWC system and interaction of turbine effects.

The effects of wave directions on the performance of an OWC chamber have been investigated. Two test conditions which are with and without turbine effects was carried out in experimental study. The experiment was carried out in a 3-D wave basin. The wave elevation inside the chamber was measured at center point under various incident wave conditions and wave directions from 0° to 90° . A CFD study using a numerical wave tank was also conducted to compare the results with the experimental data and to reveal the detailed flows around the chamber.

In order to evaluate the operating performance of OWC facilities in real sea conditions, this paper proposed the integrated numerical techniques for OWC - turbine system to induce the influences of the other processing. The real sea conditions are considered as the combination of regular waves to estimate hydropower from incident waves. The estimating method for individual regular waves is based on the numerical simulation of the OWC chamber with effects of turbine effects.

The evaluation of the integrated OWC system by using look-up table to estimate the averaged power output of Jeju OWC plant is also presented. The look-up table contains three kinds of database: the orifice, OWC - orifice and turbine performance databases. The orifice database shows the relationship between the air flow rate and pressure drop for different orifice diameters. The OWC - orifice database shows the relationship between the incident wave condition and air flow rate generated inside the OWC chamber with various orifice devices. The turbine performance database presents the steady-state performance of the

designed impulse turbine under various air flow rates and rotational speeds. The real-time power output of the OWC system can be predicted with the look-up table by iterations of each stage.

Finally the process of predicting the operating performance in the real sea conditions using look-up table is presented. The software with Graphic User's Interface (GUI) contains all look-up table is developed using Visual C++ language, which can complete the iteration process automatically.

KEY WORDS: CFD 전산유체역학; Wave energy converter 파력에너지 변환장치; OWC 진동수주; Integrated performance 통합성능; Orifice 오리피스.



제1장 서론

1.1 연구 배경

지구 표면의 약 75%에 달하는 해양에는 다양한 형태의 막대한 에너지 자원이 존재한다. 해양에너지는 화석연료의 사용에 따르는 환경오염과 자원고갈 문제를 극복할 수 있는 유망한 청정에너지 자원이지만, 해양이라는 환경의 가혹성 때문에 다른 신재생에너지 분야에 비해 상대적으로 개발이 더디 되어왔다. 그러나 최근 조선해양공학 분야의 꾸준한 기술발전으로 인하여 축적된 노하우와 기술력들이 결집되면서 해양에너지 자원 개발에 대한 기대가 커지고 있으며, 관련 기술에 대한 연구개발도 활발히 진행되고 있다. 삼면이 바다로 둘러싸인 한국연안은 다양한 개발 가능한 에너지 자원이 풍부하게 분포해 있고, 설치가능한 해역도 넓어서 해양에너지 자원은 한국 연안 해역에서도 대규모로 활용이 가능하다. 크게 해양에너지는 조력, 조류, 파력, 해수온도차등으로 분류하게 된다.

파력발전은 파랑의 운동 및 위치에너지를 이용하여 터빈을 구동하거나, 기계장치의 운동으로 변환하여 전기를 생산하는 기술로 파고가 높고 파주기가 긴 해역이 적지로 평가 된다. 파력발전은 에너지 변환원리에 따라 가동물체형, 진동수주형, 월파형 방식이 적용되고 있으며, 설치형태에 따라서 착저식(또는 고정식)과 부유식으로 구분하기도 한다. 가동물체형은 수면의 움직임에 따라 민감하게 반응하도록 고안된 여러 형태의 기구를 사용하여 파랑에너지를 물체에 직접 전달하고, 이 때 발생하는 물체의 움직임을 전기에너지로 변환하는 방식으로 파력발전의 가장 오래된 형태이다. 진동수주형 파력발전은 파랑에너지를 공기의 흐름으로 변환하고, 발생한 공기의 흐름 중에 터빈을 위치시켜 전기를 얻는 파력발전 방식이다. 입사파가 장치의 전면에서 반사되어 중첩파가 형성되고, 이 때 발생하는 수면의 상하 움직임이 장치 전면의 개구부를 통해 공기실 내로 전달되어 공기실 안의 공기가 압축/팽창을 반복하게 되면, 이에 의해 공기실 상부 노즐 분에 공기의 흐름이 발생하게 된다. 월파형 파력발전은 파랑의 진행방향 전면에서 사면을 두어 파랑에너지를 위치에너지로 변환하여 저수한 후 형성된 수두차를 이용하여 저수지의 하부에 설치한 수차터빈을 돌려 발전하는 방식이다.

파력발전 실용화의 가장 어려운 문제는 거친 해양환경 때문에 시스템의 안정성 확보와 파랑에너지의 변동성 극복이다. 진동수주형 파력발전은 가동물체형처럼 파랑에너지 변환 기계장치가 파랑외력을 직접 흡수하는 형태가 아니므로 구조적으로 안정하다는 장점을 가지고 있다. 에너지 변환효율 관점에서도 비교적 양호한 성능을 보이고, 또한 비교적 넓은 범위의 파랑조건에서 운용이 가능하므로 파랑 분포의 계절적인 변동이 심한 한국해역에서도 지속적인 발전이 가능하여 경제성 제고에 유리하다.

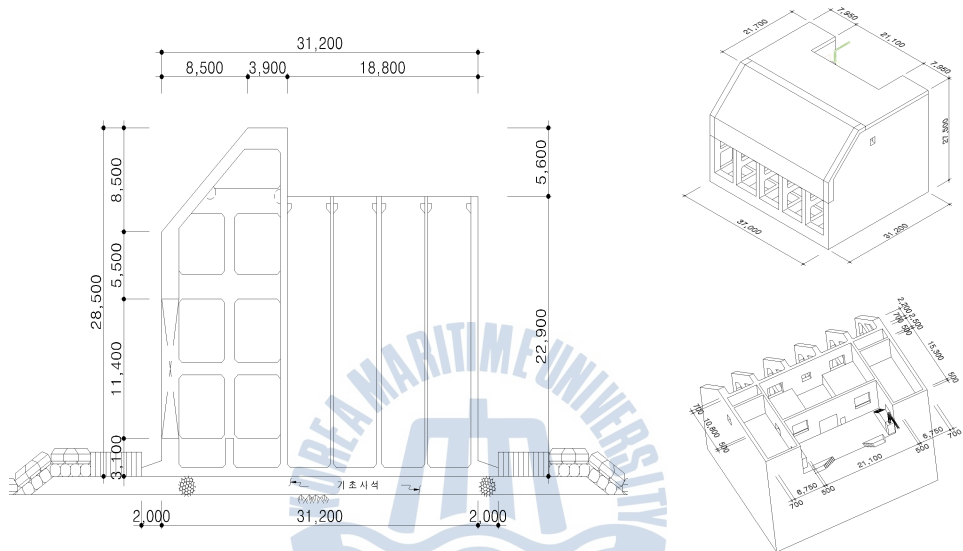


Fig. 1.1.1 Dimension of OWC Pilot Structure

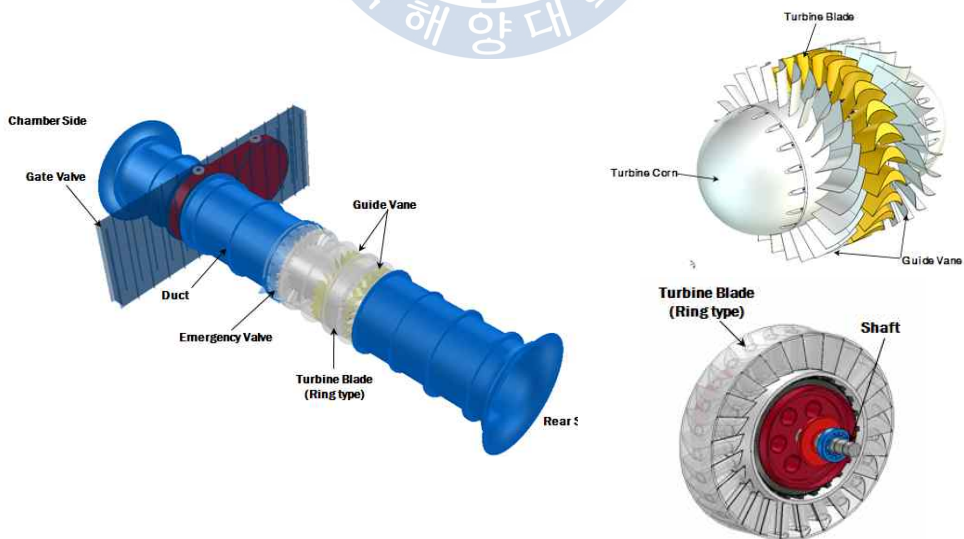


Fig. 1.1.2 Main Shape of Turbine System

이러한 파력에너지의 장점을 바탕으로 한국해양과학기술원에서 개발하고 있는 파력 발전시스템은 고정식 진동수주형으로 국내에서는 최초로 건설되고 있는 실증플랜트이다. 2003년부터 개발이 시작되어서 2012년에는 제주해역에 실증플랜트를 설치하여 2013년에는 본격적인 상용화가 가능하도록 추진 중에 있다. 500kW급 진동수주형 파력발전 장치를 설계하기 위하여 다양한 수리모형 실험과 수치해석기법들이 동원되었다(Hong et al., 2007; 현범수 등, 2004; Hyun et al., 2005; Hyun et al., 2004; Liu et al., 2008; Liu et al., 2010; Jin et al., 2010; Liu et al., 2010; Liu et al., 2012; Liu et al., 2011a; Liu et al., 2011b; Jin et al., 2012).



Fig. 1.1.3 General Arrangement of OWC-type Yongsoo Pilot Plant (500kW)

Fig. 1.1.1은 최종 설계된 구조물의 형상을 보여주고 있고 Fig. 1.1.2는 상부 구조물 시스템 즉 터빈 시스템을 보여주고 있다. 총 설계용량은 500kW이고 직경이 1.8m 이고 날개 개수가 26매 인 임펄스 터빈 2기가 설치된다. 2기의 터빈중 한기는 표준형 임펄스 터빈을 사용하고 다른 한기는 본 연구를 통하여 개발된 고효율 링타입 임펄스터빈을 사용한다. 구조물의 크기는 $37.0m(L) \times 31.2m(B) \times 27.5m(H)$ 이다. Fig. 1.1.3은 실증 플랜트의 배치도를 나타내고 있다. 크게 공기실, 에너지 변환모듈, 송전/배전 장치, 모니터링 시스템, 안전 및 유지보수 장치 등으로 나누어지게 된다.

본 연구는 500kW급 진동수주형 파력발전 실증플랜트의 설계를 지원하기 위하여 수행되었던 내용임을 밝히고, 전체 시스템에서 구조물, 터빈 및 OWC 시스템 통합설계 부분만 담당하였다.

1.2 파력발전의 개발 현황

1.2.1 파력발전의 분류

파력발전시스템은 보통 파랑 → 1차변환 → 2차변환 → 발전 → 송전 → 이용의 순서에 의해 파랑의 위치에너지와 운동에너지를 전기에너지로 변환하여 이용하는 시스템이다.

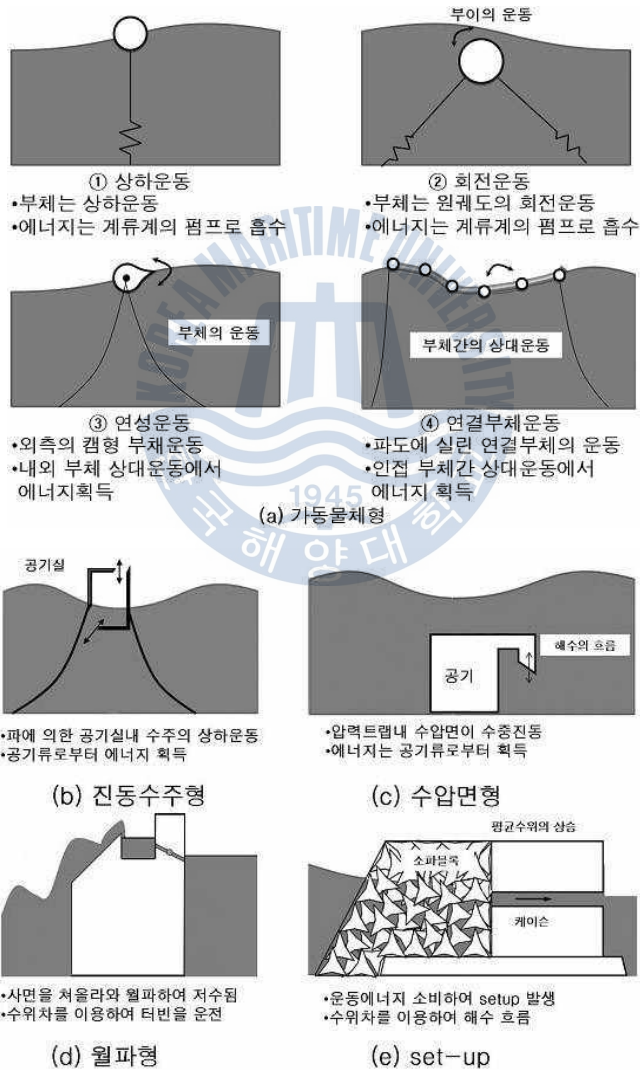


Fig. 1.2.1 Example of Energy Converting System

파랑이용 시스템의 1차변환은 기본적으로 Fig. 1.2.1과 같이 다섯 종류로 분류할 수 있다. 또한 1차변환장치를 파랑에 의한 장치의 운동으로 파랑에너지를 흡수하는 방법과 파랑의 변형을 이용하는 방법으로 구분할 수 있다. 전자에는 가동물체나 진동수주에 의해 2차변환장치를 작동시켜 발전을 하는 가동물체형(Moveable Body Type)과 진동수주형(Oscillating Water Column Type)이 있고, 또한 수중에서 파랑의 수압변동을 흡수하여 공기나 물의 흐름으로 변환한 후 2차 변환장치를 가동시키는 수압면형(Pressure Type)이 있다. 후자에는 수심이 얇은 해역에서 파랑의 비선형 영향에 의한 해수 수평류, 또는 제방으로부터 월파를 이용하여 수차를 운전하는 월파형(Overtopping Type)과 방파제 전면 등에서 볼 수 있는 소파공에 의한 평균수위의 상승인 wave set-up에 의한 해수의 흐름을 이용하여 발전하는 방식인 Set-up형이 있다. 후자의 경우 2차 변환장치를 사용하지 않고 직접 해수를 이용할 수도 있는 특징이 있다.

1차 변환장치에서 역학적 에너지로 변환된 파랑에너지를 이용 가능한 에너지 형태로 변환시키기 위하여 2차변환장치가 필요 하는데, 이는 통상 유압피스톤과 유압모터의 조합 그리고 공기터빈이나 수류터빈이 사용된다.

1.2.2 국내외 파력발전 기술개발 현황

파력발전 개발 초기에는 연안역 적용에 유리한 방식을 중심으로 연구가 진행되어 진동수주형 및 착저식 파력발전장치의 개발이 활발하였으나, 최근에는 파랑에너지밀도가 상대적으로 높고, 적용 대상해역이 넓어 대규모 단지화가 가능한 외해역 적용에 유리한 방식에 대한 연구와 개발이 증가하고 있다.

세계적으로 영국, 덴마크, 포르투갈을 비롯한 유럽의 여러 나라와 미국, 일본, 호주 등 선진국을 중심으로 오랫동안 파력에너지 이용기술에 대한 연구개발이 이루어져 왔으며, 다양한 실험실 실증이 진행되고 있어 조만간 파력에너지의 대규모 활용이 가시화 될 전망이다.

실험실에 설치되어 운용 중인 진동수주형 파력발전장치로는 영국의 Limpet, 포르투갈의 Pico 플랜트, 호주 Energetech 플랜트가 있으며, 다른 방식에 비해 가장 오랜 실험실 경험을 갖고 있고, 모두 착저식이다.

월파형 파력발전장치로 대표적인 덴마크의 Wave Dragon은 축소 실증플랜트를 제작하여 실험실 실증이 진행 중인 부유식 플랜트이다. Wave Dragon 상용 모델 단위 모듈의 발전용량은 최대 7MW에 달하며 2011년 웨일즈 연안에 설치하게 된다.



Fig. 1.2.2 Limpet (영국, 진동수주형)



Fig. 1.2.3 Energetech (호주, 진동수주형)



Fig. 1.2.4 Wave Dragon (덴마크, 월파형)



Fig. 1.2.5 Pelamis (영국, 가동물체형)

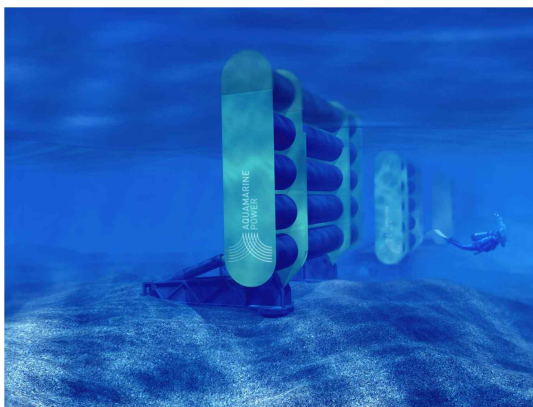


Fig. 1.2.6 Oyster (영국, 가동물체형)



Fig. 1.2.7 AWS (가동물체형)

최근 가장 활발한 기술개발이 진행되고 있는 가동물체형 파력발전장치는 다양한 원리들이 적용되어 서로 다른 기술적 특징을 갖는 다수의 실증플랜트가 실험해역에서 시험되고 있으며, 영국이 가장 앞선 기술을 보유하고 있다. 본격적인 상용화 단계에 들어선 Pelamis는 부유식으로 파도를 따라 움직이는 실린더형 구조물의 관절부에 위치한 유압장치를 이용하여 파력에너지를 흡수하며, 착저식인 영국의 Oyster는 해저면에 위치한 바닥구조물과 힌지로 연결된 연직구조물이 파도에 따라 진자운동을 하고 이 때 유압장치를 이용하여 운동에너지를 기계에너지로 변환하여 발전하는 방식이고, 고정식과 부유식의 혼합형인 영국의 AWS (Archimedes Wave Swing)는 고정되어 있는 내부 실린더와 파도의 상하 운동에너지를 흡수하여 움직이는 외부 실린더의 상대운동을 이용하여 발전하는 방식이다. Table 1.2.1은 현존하고 있는 국외의 파력발전 시스템을 표로 정리한 도표이다.

Table 1.2.1 Development Status of Abroad Wave Energy Converters

| Developer (Country) | Type of Converter | Structure | Power Capacity | Model | Remarks |
|----------------------------------|-----------------------------------|-----------|-------------------|--------------------------|---|
| AWS Ocean Energy Ltd. (영국) | Submerged wave Differential | Floating | 2.5MW | Archimedes Wave Swing | 육전 연결(2004), 실험해역시험운용 중 |
| Ocean Power tech. (미국) | Point Absorber | Floating | 40~500kW | Power Buoy | 실험해역 설치(2006)후 시험 중, 상용 단지화 계획 |
| Aqua Energy Group (미국) | Point Absorber | Floating | 250kW | Aqua buoy | 실험해역 시험완료(2006), 상용화 계획 |
| Wave Star Energy (덴마크) | Point Absorber | Fixed | 600kW | Wave Stare | C5모델의 일부분 실험해역 설치(2009)후 운용 중 |
| Ocean Power Delivery(영국) | Attenuator | Floating | 750kW | Pelamis | P2 실험해역 설치(2010)후, 시험중, 22.5MW 단지 계획 |
| Aquamarine Power(영국) | Oscillating Wave Surge | Fixed | 315kW 800kW | Oyster 1 Oyster 2 | 실험해역 시험완료(2009) 실험해역 설치(2011)후 시험 중 |
| JAMSTEC(일본) | OWC | Floating | 110kW | Mighty Whale | 미에현에서 실험해역 시험완료(2004) |
| WaveGen | OWC | Caisson | 500kW | LIMPET | 육전 연결된 최초 상용 발전소(2000), 운용 중 |
| Wave Energy Center(포르투갈) | OWC | Caisson | 400kW | Pico Plant | 1999년 건설, 2005년 보수, 육전에 연결되어 운용 중 |
| Wave Dragon ApS (덴마크) | Wave Overtopper | Floating | 20kW | Wave Dragon | 실험해역 시험(2006), 4MW 상용플랜트 계획 |

한국은 파력발전기술의 핵심기술인 조선헤양 및 해양토목 기술 분야에서 세계최고 수준의 기술력을 보유하고 있어 국가적 경쟁력을 이미 확보하고 있는 상태이다. 때문에 파력발전을 대규모 단지화 할 경우, 경제성이 높은 발전시스템 구축이 가능할 것으로 판단하고 있다. Table 1.2.2는 국내에서 개발 중에 있거나 이미 개발된 파력발전시스템

을 정리한 도표이다.

Table 1.2.2 Development Status of Domestic Wave Energy Converters

| Project (Charged by, Funded by) | Type of Converter | Structure | Power Capacity | Project Period | Remarks |
|---|--------------------------------|-----------------------|-------------------|------------------------|---|
| Jujeon-A (KORDI, KEPRI/MKE) | OWC | Floating | 60kW | 1993-2001 | Pilot Plant in 2001 |
| Caisson Water Reservoir (KORDI, KEPRI/MKE) | Wave Overtopping | Caisson | 250kW | 2003-2005 | Basic Research |
| Yongsoo 500kW OWC (KOREI, MLTM) | BBDB OWC | Floating Caisson | 150w 500kW | 2003-2007 2003-2012 | Sea Test in 2006 Pilot Plant in 2011 |
| Reef with Vanes (KORDI, MKE) | Wave Overtopping | Monopile or Jacket | 250kW | 2007-2010 | Optimal Design for Pilot Plant |
| Variable Liquid Column Oscillaor (KEPRI, MKE) | Attenuator | Floating | 300kW | 2009-2011 | Prototype Test in 2011 |
| Hydraulic Pumping WEC (Taekyung ind., MKE) | Point Absorber | Floating | 200kW | 2010-2012 | Prototype Test in 2011 |
| Pendulum in Standing Waves (KORDI, MLTM) | Oscillating Surge | Floating | 300kW | 2010-2016 | Collaboration with Prof. Watabe |
| AWS with 4-Sided Linear Generator (Yonsei Univ., MKE) | Submerged Pressure Diff. | Buoy | 200kW | 2010-2013 | 10kW Prototype Test in 2013 |
| Resonant Power Buoy (Gyeongju Univ., MKE) | Point Absorber | Suction Pile | ? | 2010-2013 | Prototype Test in 2013 |
| Cross-flow Turbine in Wave (KMU, MKE) | Wave Induced Flow | Floating | ? | 2011-2014 | Converting Wave Energy to Current E. |

국내 파력발전에 관한 개발은 1990년대부터 본격적으로 시작되어, 2000년대 중반까지 핵심설계 기술의 고도화 작업이 진행되었다. 2000년대 중반부터는 실해역 실증을 위한 실증플랜트 설계가 진행되었고, 2010년대 초 부터는 실해역플랜트의 설치 및 운용이 기대되어 향후 5년 이내에 실용화가 이루어질 전망이다.

국내에서 최초로 개발된 파력발전장치는 60kW급 부유식 진동수주형 파력발전기(해양연구원, 2001)인 주전A호와 등부표용 부유식 소형파력발전기인 BBDB (해양연구원, 2006)로 실해역에 설치되어 실증시험을 수행된 바 있다.

현재 국내에서는 국토해양부의 지원으로 한국해양과학기술원에서 개발 중인 500kW 급 진동수주형 파력발전장치는 2012년에 제주 해역에 실증플랜트의 설치가 계획되어 있으며, 전력계통에 연계되어 운용되는 한국 최초의 파력발전플랜트가 될 전망이다(홍기용 외, 2005). 개발이 진행 중인 가동물체형 파력발전 기술로는 횡실린더 내부유체공진형 파력발전(전력연구원), 부유식 진자형 파력발전(한국해양과학기술원), 선형발전기 기반 AWS 파력발전(연세대학교), 종실린더 공진형 파력발전(경주대학교), 교차흐름터빈식 파력발전(한국해양대) 등이 있으며, 파랑에너지 밀도가 상대적으로 높은 심해를

대상으로 하는 부유식이 대부분이다.



<60kW Class WEC of Jujeon A>



<Navigating Lighthouse of BBDB>

Fig. 1.2.8 OWC-type WEC in Korea



Fig. 1.2.9 Wave Overtopping-type WEC (250kW)

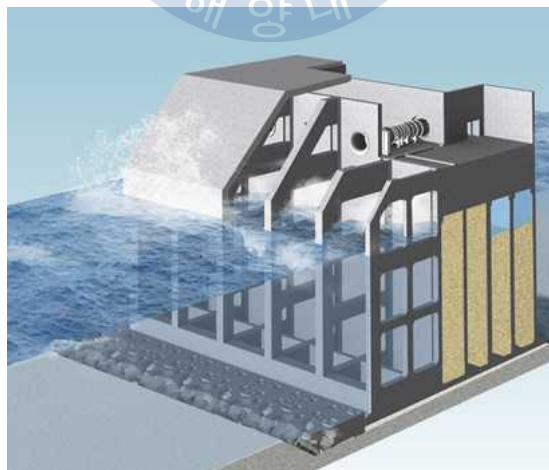


Fig. 1.2.10 OWC-type Yongsoo Pilot Plant (500kW)

1.3 OWC형 파력발전장치의 OWC 챔버 연구개발 현황

챔버는 OWC형 파력발전시스템의 1차 에너지 변환장치로서 시스템 효율의 핵심적인 기술이다. 때문에 수년에 걸쳐 수치해석적인 방법은 물론이고 실험적인 방법으로 많은 연구가 진행되어 왔다.

Ambli (1981)는 다공진 진동수주 장치를 제안하여 챔버 앞에 허브를 설치하였다. 이 허브를 통하여 입사파 에너지를 수집하는 효과를 기대할 뿐만 아니라 허브와 공기실의 수주가 공진현상을 발생시킬 것을 기대했다. Molmo & Reitan (1985, 1986)은 공기실 앞에 항구와 비슷한 장치를 설치하여 입사파의 반사, 굴절 등을 효율적으로 이용하여 이용 가능한 파랑 범위를 넓히고자 시도하였다. Whittaker & Stewart (1993)도 이와 비슷한 시스템을 설계한 후 실험을 통하여 유체동역학적 성능을 고찰하였다. 단독적인 파력시스템과 비교하여 전단에 추가 구조물이 있음으로 인하여 발생하는 상호작용이 OWC 챔버의 최대 출력을 증가 시킨다는 것을 증명하였다. Tseng (2000)은 기존의 연구를 바탕으로 OWC 챔버를 최적화하는 작업을 하였는데, 공기실 전단에 아크형 구조물을 설치하였다. 또한 챔버 내부와 외부의 자유수면의 움직임과 압력분포를 다양한 입사파 주기와 파고에서 고찰하였다.

컴퓨터 기술의 고속 발달과 함께 수치해석적인 방법도 OWC 챔버와 1차에너지 변환 장치의 연구에 활발하게 사용되었다. Count & Evans (1984)은 수치적인 방법으로 다공진 진동수주형 파력발전시스템에 대하여 연구를 수행하였는데, 3차원 경계적분법을 기반으로 한 수치해석모델을 개발하여 OWC 챔버의 성능을 고찰하였다. Malmo & Reitan (1985, 1986)은 해석영역을 간단한 형태의 여러 구역으로 나누어 그린함수를 풀어써 허브가 설치된 진동수주 공기실의 성능을 고정된 침수 깊이에서 계산하였다. Evans (1982)은 Falcao & Sarmento (1980)의 임의 압력분포의 계산 형식을 2차원과 3차원으로 확산하였다. Falnes & McIver (1985)는 위 방법을 한 단계 더 발전시켜, 진동체와 진동압력분포의 개념을 도입하여 비교적 좋은 결과를 얻었다. You(1993 & 1997)는 수치해석적인 방법으로 지형의 형태가 해안 고정식 파력발전장치에 미치는 영향에 대하여 고찰 하였다. 3차원 경계조건방법으로 라플라스 방정식을 풀어써 시스템 주위 파랑운동의 속도를 모사하였다. 파력발전장치 근처의 해안선과 수심조건이 시스템 성능에 큰 영향을 미친다는 결론을 얻었다. Delaure & Lewis (2001)는 고정식 진동수주시스템의 3차원 수학모델을 수립하여 스펙트럼을 분석함으로 시스템의 응답을 계산하였다. 일정한 조건에서 전단 스커트의 두께와 길이가 시스템에 미치는 영향을 고찰하였지만 다른 조건은 고려하지 않아 특정 결론을 내리기에는 부족하다. Falcao (2002)은 선

형파이론과 파랑 자유수면의 시간 압력장을 기반으로 하여 무한 배열한 임의 형태의 파력에너지 진동수주 장치에 대하여 해석을 하였다. 연구로부터 공기실 형상, 배열, 입사파 각도 등으로부터 초래되는 유체동력학적인 변화는 시스템의 에너지 변환 효율에 큰 영향을 미친다는 결론을 얻을 수 있었다. Wang & Katory (2002)는 Wehehausen & Lation (1960)의 연구를 기반으로 하여 경계요소방법으로 3차원 천수의 그린함수를 풀어 해안고정식 파력발전 장치의 유체동역학 성능을 예측하였다. Lee (1996)과 Brito-melo (1999)은 직접 진동수주시스템의 유체동역학 성능을 계산 예측하였는데, 공기실내의 압력분포를 구하기 위하여 공기실내 자유수면 근처의 경계조건을 개선하였고 동시에 압력복사법으로 공기실내의 왕복유동 압력을 계산하였다. 계산결과는 경계요소법이 파랑 굴절문제를 효율적으로 해결하고 있음을 증명하였다. Lewis & Delaure (2003)은 해안고정식 진동수주시스템을 계산 할 수 있는 모델을 제시하였는데, 1가 혼합면요소법으로 정상 경계조건에서 규칙파와 파력발전장치의 상호작용을 계산하였다. 규칙파 및 불규칙파 계산결과와 실험값을 비교함으로 이 방법의 신뢰성을 검증하였다.



1.4 터빈의 연구개발 현황

터빈은 OWC형 파력발전장치의 2차에너지 변환장치로서 핵심장치이다. 지금까지 파력발전장치에 사용된 터빈의 종류는 웰스터빈(Wells turbine), 임펄스터빈(Impulse turbine), 방사형터빈(Radial turbine), Cross-flow turbine, 사보니우스터빈(Savonius turbine) 등이 있다.

1.4.1 웰스터빈

웰스 터빈은 영국 Wavegen의 창시인 중에 하나인 A. A. Wells가 1976년에 발명한 자체교정 축류식 공기터빈이다. 구조적으로 간단하고 경제적이어서 초기에 해안고정식 진동수주형 파력발전장치의 2차에너지 변환 장치로 많이 사용되었다(Inoue & Kaneko, 1986 & 1988). 하지만 연구가 깊어지면서 Inoue & Kaneko (1988)와 Setoguchi & Takao (1998)는 본 터빈의 결점과 부족점들을 발견하기 시작했다. 에너지 변환효율이 떨어질 뿐만 아니라 기동성능이 나빠서 통상의 터빈과 비교했을 때, 소음이 크고 축방향 추력이 너무 큼을 확인 하였다.

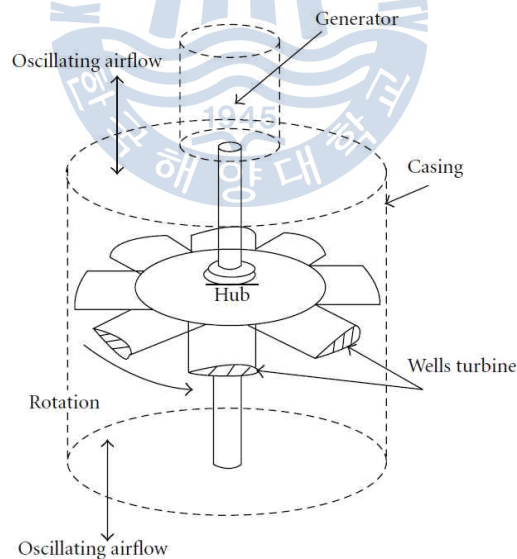


Fig. 1.4.1 Outline of Wells Turbine

상위의 단점들을 극복하기 위하여 Inoue & Kaneko (1988)은 새로운 형태의 웰스터빈을 제안하였다. Self-pitch-controlled blades식 터빈을 제안하였는데 Fig. 1.4.2와 같다.

본 터빈은 공기흐름에 따라 자체적으로 피치를 조절하는 축대칭 날개가 설치되어 있어 왕복 유동장에서 높은 토크를 얻어 작동효율도 대폭 증가되었다. Takao & Setoguchi (1997)는 전통적인 웰스터빈과 비교해서 높은 자기기동성능을 가지고 있고, 최적의 자가 피치 각도가 6도 인 것을 밝혔다.

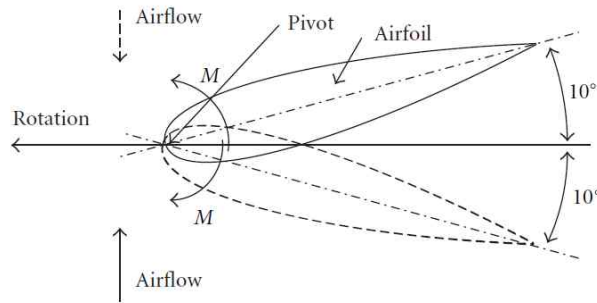


Fig. 1.4.2 Turbine Using Self-pitch-controlled Blades

Thakker (2000)는 실험적인 방법으로 CA9형 날개를 설치한 웰스터빈의 공기동역학적인 성능을 연구하였다. 이 새로운 날개는 압력분포를 최적화하여 실속현상을 제어하는데 큰 기여를 하였고 최대 효율은 약 50%에 달하는 것을 확인 하였다. Takao & Setoguchi (2000)은 기존의 연구를 바탕으로 3차원 가이드베인이 터빈의 작동성능에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 사인 왕복유동장에서 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 3차원 가이드베인이 웰스터빈의 기동성능과 작동성능에 비교적 큰 영향을 미치는 것을 확인 하였다. Lee & Kim (2000)은 3차원 Reynolds 평균 N-S방정식과 비정 열격자를 이용하여 다양한 유량과 입사각에서 웰스터빈의 작동성능과 유동장 분포상황을 고찰하였다. Thakker & Frawley (2000)은 CFD상용코드인 Fluent를 이용하여 $Ma=0.5$ 인 비점성 압축유동에서 날개의 형상이 터빈 동역학 성능에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. Suzuki & Arakawa (2000)는 유동가시화 기술을 이용하여 웰스터빈이 큰 입사각에서 실속현상이 발생하는 원리를 규명하였다. Thakker & Frawley (2001)은 CFD상용코드인 Fluent를 이용하여 직경이 0.6m이고 날개가 6개인 웰스터빈이 $Re=10^5$, $Ma=0.2$ 인 조건에서 일정 유량 범위에서 공기동역학적인 특징과 작동성능에 대하여 예측하였다. Kim & Toshiaki (2002)는 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 자가피치제어날개 터빈이 실제 해상상황에서의 작동성능과 최적의 자가 피치각도를 얻었다. 실험적 조건에서 흡입시 최적의 각도는 6도이지만 배기시에는 10도인 것으로 결론을 내렸다. 웰스터빈의 작동성능을 개선하기 위하여 Setoguchi & Kim (2002)는 날개를 개선하는 작업을 하였다. 전형적인 날개를 축나선을 따라 각도를 준 후 실험적인 방법으로 정상상태의 성능을 고찰하였고, 또한 수치해석적인 방법으로 사인 유동장에서

자기기동성과 작동성을 고찰하였다.

이상의 연구들은 정상상태나 준정상상태에서 진행된 연구들이다. 때문에 비정상상태에서 일어나는 hysteretic 특성과 같은 성능예측은 정확히 할 수가 없다. 보다 나은 설계를 수행하기 위해서는 비정상 상태의 hysteretic 특성을 고찰할 필요가 있다.

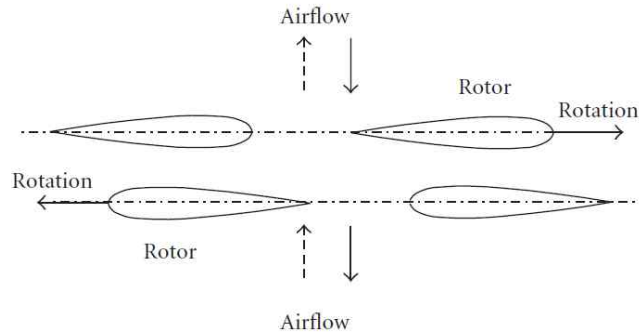


Fig. 1.4.3 Contra-rotating Wells Turbine

Kim & Setoguchi (2002)은 3차원 수치해석적인 방법으로 웰스터빈의 hysteretic 특성을 고찰하였다. 웰스터빈의 날개가 왕복유동장에서 발생하는 hysteretic 특성은 전통적인 익형날개의 동역학 적인 실속과는 다른 현상을 보였는데, 이는 흡입면 근처의 순방향 볼텍스 때문에 일어나는 것으로 밝혔다. 더 깊은 연구를 위하여 Kim & Lee (2002)는 CFD를 이용하여 익형 날개의 압력면에 작용하는 압력분포에 대하여 연구를 수행하였다. 그 결과 hysteretic 현상은 가속되는 유동과 감속되는 유동으로 인하여 발생하는 압력 불일치로 인하여 발생하는 것으로 분석하였다. Setoguchi & Kinoue (2003)은 수치적인 방법으로 3차원 N-S방정식을 풀어써 웰스 터빈의 hysteretic 특성을 고찰하였고, Kinoue & Kim (2004)은 3차원 수치적인 방법으로 단익과 쌍익의 웰스 터빈이 왕복 유동장에서의 hysteretic 특성을 고찰하였다. Setoguchi & Kinoue (2004)은 실험과 수치해석적인 방법으로 웰스 터빈의 실속상태에서 비정상 유동현상을 고찰하였고, Mamum & Kinoue (2005)은 3차원 수치해석적인 방법으로 쌍익을 가지는 터빈의 실속 상태에서 hysteretic 특성을 고찰하였다. Takao & Thakker (2004)는 실험적방법과 수치해석적인 방법으로 고 레이놀즈수 조건에서 날개의 형상이 터빈의 작동성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 각각 NACA0015, NACA0020, CA9, HSIM 15-262123-1576 익형을 고찰하였다. Dhanasekaran & Govardhanb (2005)은 3차원 수치해석적인 방법으로 NACA 0021 익형을 가지는 웰스터빈의 기동성능과 작동성능을 고찰하여 실험과 비교분석하였다. 그 결과, 날개 끝단간격이 실속에 큰 영향을 미친다는 결론을 내렸다. Folley & Curran (2006)은 Contra-rotating 터빈에 대하여 연구를 수행하였는데, Fig. 1.4.3과 같다. 이 터

빈은 영국의 LIMPET 파력발전소에 설치된 웰스터빈이다. 이 시스템은 공기의 흡입시와 배기시의 유량이 확연히 차이가 나서 터빈의 성능도 감소시키는 경향이 있다.

1.4.2 임펠스터빈

웰스터빈은 구조가 간단하고 경제적이어서 지금까지 널리 사용되어 왔다. 하지만 작동범위가 좁고, 기동성능이 나쁘고, 실속현상이 많이 발생해서 작동소음이 크다는 결점을 가지고 있음에도 불구하고 개선하기 어려운 단점이 있다.

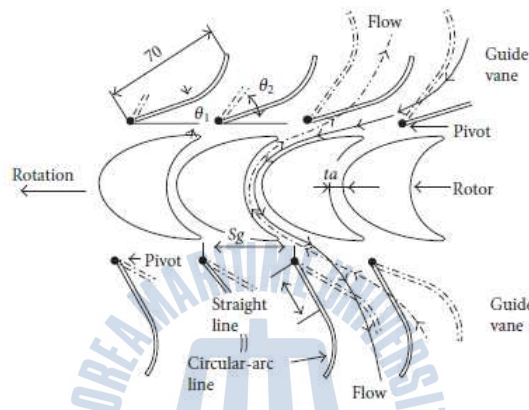


Fig. 1.4.4 Impulse Turbine with Self-pitch-controlled Guide Vanes

터빈의 성능을 개선하기 위하여 일본 사가대학의 Setoguchi 교수는 양방향 가이드베인이 있는 충동식터빈을 개발하였다. 이를 임펠스터빈이라고 부른다. 이 터빈의 장점은 기동 성능이 좋고, 작동 범위가 높고, 또한 작동 소음도 적어서 입력조건이 급변하는 조건에서 작동이 가능하다. 때문에 파력발전기술개발에 널리 사용되고 있다.

Fig. 1.4.4와 같이 가동피치가이드베인 임펠스터빈은 양방향으로 가이드베인이 설치되어 있고 한쪽 끝단은 고정을 시키고 다른 끝단은 설계된 각도 내에서는 자유로이 움직이도록 설계되었다. 작동 시 입구 측 가이드베인은 Nozzle cascade와 같은 효과를 주고, 출구 측 가이드베인은 Diffuser cascade와 같은 효과를 주게 된다. 유입 방향이 바뀔 때는 유동으로부터 발생하는 모멘트에 의하여 자동적으로 정확한 위치에 자리 잡게 된다. Tanaka & Kswashima (1990)은 로터와 가이드베인의 최적 간격을 고찰하기 위한 연구를 수행하여 간격비가 0.5일 때 가장 좋은 효율을 보이고, 소음이 적었다는 것을 밝혔다. Kim & Kaneko(1990)은 다양한 날개 프로파일을 가지는 로터가 왕복 유동장에서 내어주는 최대 평균효율을 고찰하였다. 가이드베인 각도가 클 경우, 타원형 날개를

가지는 터빈이 일반형 터빈보다 좋은 효율을 보였다.

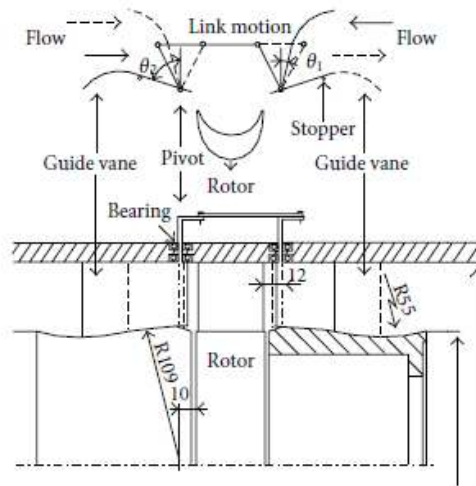


Fig. 1.4.5 Impulse Turbine with Self-pitch-controlled Guide Vanes Connected by Links

Setoguchi & Kaneko (1996)은 출구 측 가이드베인이 작동 시 설계된 각도에 자동적으로 위치한다는 것이 매우 어렵다는 것을 발견하고 새로운 터빈을 제안하였다. Fig. 1.4.5와 같은 상하 가이드베인을 축을 이용하여 연결하여 간격이 변하지 않도록 하여 작동시 한 쌍의 가이드베인이 같이 움직이게 하였다. 실험결과, 터빈의 작동성능을 아주 크게 증가시켰을 뿐만 아니라 총체적으로 웰스터빈보다 좋은 성능을 보였다.

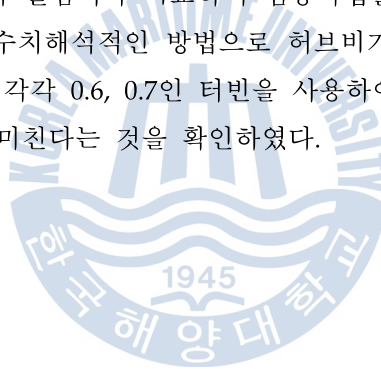
이와 같은 터빈은 작동성능 증가에는 아주 좋은 효과가 있지만 구조적으로 복잡하고 부품들이 많이 들어가고, 가공정밀도의 요구가 높다는 단점이 있다. 구조를 간단화하기 위하여 가이드베인을 고정시키는 고정식 임펄스터빈이 제안되었고, 많은 연구가 수행되었다. Setoguchi & Kaneko (2001)는 실험을 통하여 가이드베인 출구 각도가 과도하게 작으면 막힘 현상이 발생하여 효율이 떨어진다는 것을 밝혔다.

임펄스터빈과 웰스터빈의 작동성능을 비교하기 위하여 Thakker & Frawley (2001)은 동일한 실험조건에서 두가지 터빈에 대한 실험을 수행하였다. 웰스터빈의 최대효율은 77% 정도이고, 임펄스터빈의 최대효율은 44% 밖에 되지 않는다는 것을 확인 하였다. 하지만 웰스터빈의 작동범위가 좁아서 곧바로 실속현상이 생기지만 임펄스 터빈은 실속현상이 거의 발생하지 않음을 확인 하였다. Takao & Itakura (2001)은 처음으로 실험적인 방법으로 다양한 과력발전시스템에 사용되는 터빈의 정상 유동조건에서 발생하는 소음에 대하여 연구를 수행하였다. 결과로부터 임펄스터빈의 소음 특성은 웰스터빈보다

우수함을 확인하였다. Thakker & Frawley (2002)은 허브비가 0.6, 0.7인 임펠스터빈의 레이놀스수 영향을 실험을 통하여 고찰하였다. 두 종류의 터빈 모두 레이놀스수가 증가함과 동시에 효율도 증가하다가, 어느 시점에서 작게 감소한 다음 변화가 없는 것을 확인하였다. 또한 허브비는 0.6이 더 좋은 성능을 보였다. Thakker & Hourigan (2004)는 실험자료를 바탕으로 터빈의 다양한 치수와 작동환경에서 성능을 예측할 수 있는 모델을 구축하였다. 작동성능은 유량계수의 함수로 보고 터빈의 크기, 유입속도와 각속도의 변화에 따른 성능을 예측하여 비교할 수 있게 구축되었다. Thakker & Dhanasekaran (2005)은 실험적인 방법으로 고정식 가이드베인의 압력손실을 고찰하였다. 터빈의 효율이 감소되는 것은 출구측 가이드베인 때문에 발생하는 것인데, 약 21%의 압력손실이 생긴다고 결론을 내렸다. 때문에 가이드베인의 설계가 터빈의 성능을 결정하는 주요한 요소이다. Thakker & Dhanasekaran (2005)은 2차원 가이드베인을 사용하면 터빈의 출구측 가이드베인의 전단에서 비교적 큰 와류구간이 생긴다는 것을 발견하고, 자유와류 방법으로 3차원 가이드베인을 설계하였다. 그로 인하여 작동효율이 대폭 증가되었음을 확인하였다.

수치해석적인 방법을 이용한 임펠스터빈의 성능해석도 최근에 들어서 활발하게 진행되고 있다. Kim & Lee(2000)는 2차원 비압축성 점성유체의 N-S방정식을 풀어서 정상 조건에서의 고정식 터빈의 성능과 내부유동을 고찰하였다. Thakker & Khaleeq (2001)은 유한요소법을 이용하여 속이 빈 터빈과 속이 찬 터빈의 날개에 대하여 응력 분석을 수행하였고, 또한 동력학 계산과 원심력 계산을 수행하였다. 결과, 두 경우의 응력이 모두 안전범위를 벗어나지 않았기 때문에 가공의 편의를 고려하면, 속이 빈 터빈이 실물 설계에 더 적합하다는 결론을 얻었다. Thakker & Frawley (2001)는 직경이 0.6m인 임펠스터빈에 대한 2차원 계산을 상용CFD코드인 Fluent를 이용하여 수행한 후, 실험치와 비교분석하여 신뢰도를 검증하였다. Thakker & Khaleeq (2001)는 수치적인 방법으로 임펠스 터빈의 실효역 조건에서 작동성능을 고찰하였다. 수치적인 방법으로 균일하고 유동조건에서와 사인 왕복유동조건에서 터빈의 성능을 계산하여 비교 검토를 한 결과, 큰 차이가 없다는 것을 밝혔다. Maeda & Takao (2001)은 임펠스터빈을 위하여 정류시스템을 설계하여 실험적인 방법으로 다양한 날개형상을 가지는 터빈이 정상 균일 유동과 주기성 왕복유동에서의 작동성능을 고찰하였다. 또한 수치적인 방법으로 기동성능에 대하여 고찰하였다. Lee & Park (2001)은 기존에 발표된 연구결과를 바탕으로 최적 설치 각을 갖는 임펠스 터빈의 작동성능에 대하여 3차원 수치해석적인 방법으로 고찰하였다. 유량계수가 0.25, 1.25인 경우, 유동박리현상에 날개 흡입면 후단 측에서 발생하여 효율을 감소시킴을 확인하였고, 유량계수가 0.5~0.75인 범위에서는 압력분포가 균일해

최대의 토크를 발생시킴으로 효율이 좋게 나옴을 확인하였다. Thakker & Dhanasekaran (2002)은 왕복유동 운동에서 공기의 압축성을 고찰하였는데, 터빈의 작동성능은 압축성 유체나, 비압축성 유체에서 큰 차이가 없음을 확인하였다. Thakker & Frawley (2002)은 수치적인 방법으로 실험역 조건에서 터빈의 작동성능에 대하여 고찰하였다. 시간에 따른 자유수면의 움직인 데이터는 실제 계측된 값을 사용하였다. 불규칙 비정상 조건에서 터빈의 에너지 변환효율은 35%에 달할 수 있고, 넓은 작동환경에서 작동이 가능함을 확인하였다. Thakker & Dhanasekaran (2003)은 Fluent를 이용하여 3차원 수치적인 방법으로 날개 끝단 간격비의 영향에 대하여 고찰하였다. 간격비가 0.25%인 경우에는 작동성능의 변화가 거의 없고, 고 유동계수 범위에서 간격비가 1%인 경우에는 4%의 효율감소를 가져왔다. Thakker & Usmani (2004)은 불규칙 비정상 해상 상황 조건에서 임펄스터빈의 작동성능에 대하여 계산하였다. 실속현상을 발견하지 못했기 때문에 급변하는 조건에서도 연속적으로 작동 가능함을 확인하였다. Thakker & Hourigan (2005)은 3차원 CFD 소프트웨어를 이용하여 허브비가 0.6인 임펄스 터빈에 대하여 수치해석을 수행하여 실험치와 비교하여 검증작업을 수행하였다. Kim & Takao (2005)은 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 허브비가 날개 끝단 간격에 주는 영향을 고찰하였다. 허브비가 각각 0.6, 0.7인 터빈을 사용하여 허브비가 0.7인 터빈이 0.6인 터빈보다 더 큰 영향을 미친다는 것을 확인하였다.



1.5 수치조파수조의 연구현황

수치조파수조(Numerical Wave Tank)는 컴퓨터를 이용하여 실제조파수조와 같은 기능을 모사하여 수치적으로 필요한 과학연구나 시스템설계를 수행할 수 있도록 구축된 모의실험도구이다. 수치조파수조는 다음과 같은 부분으로 구성되어 있다. 수학적 모델 시스템, 수치조파시스템, 개구경계조건 시스템, 전 후 처리이다. 수학적 모델 시스템은 수치조파수조의 핵심 부분으로서 지배방정식과 수치방법이 있다. 수조의 요구에 따라 수직 2차원이 될 수도 있고, 수평 2차원 혹은 3차원 수조구축이 가능해야 한다. 수학적 모델은 수학적인 요구를 만족해야 할 뿐만 아니라 계산 정밀도가 높아야 하고 계산시간이 적게 걸려야 한다. 수치조파시스템은 입사 경계조건에서 사용자가 원하는 입사와 혹은 파랑 스펙트럼을 만들어내는 것이 관건이다. 수치조파수조의 크기가 한정되어 있기 때문에 열린 경계조건은 파랑을 흡수해야 될 것이다. 전 처리는 모델링 및 격자계 구성과 관련된 것이고 후처리는 사용자의 필요에 따라 계산결과를 표와 그림 그리고 동영상으로 표현이 가능해야 한다.

1.5.1 기본방정식

Navier-Stokes 방정식 : 이 방정식은 프랑스 과학자 Navier가 1821년에, 영국의 물리학자 Stokes가 1845년에 제안을 해서 이와 같이 불리게 되었다. 이는 비압축성 점성유체를 운동량 보존법칙에 기초하여 세운 운동방정식으로서, 점성유체운동의 운동을 표현하는 기본방정식이다. 벡터로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \nu\nabla^2\vec{V} + \frac{1}{3}\nu\nabla\Theta + \vec{f} \quad (1.1)$$

레이놀즈 방정식 : N-S방정식도 난류동동을 묘사할 수 있지만, 방정식 자체가 비선형이기 때문에 실제적인 문제를 해결하기에는 아주 큰 어려움이 가지고 있다. 문제를 해석함에 있어서 엔지니어들은 난류로 인한 평균도동장의 변화를 고찰하고자 하기 때문에 통상 N-S방정식의 속도나 압력을 시간평균 부분과 변동부분으로 나누어서 본다. 이로부터 레이놀즈 평균방정식이 나오게 된다. 이를 RANS방정식이라고도 부른다.

라프라스 방정식 : N-S방정식의 복잡성 때문에 해양파 역학의 이론으로부터 파랑문제를 간소화 할 수 있다. 유속이 느리고 점성이 작다면 비점성 이상유체로 가정해서 고려해도 무방하다. 또한 파랑의 쇄파를 고려하지 않는다면 비회전 유동이라고 가정할 수도 있다. 또한 비압축성이고 자유수면의 압력이 상수이고, 표면장력을 무시하면 파랑

표면을 묘사하는 라플라스 방정식이 얻어진다.

$$\nabla^2 \phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (1.2)$$

Mild-Slope 방정식 : 파랑이 외해에서 해안으로 전파되어 올 때, 복잡한 지형과 장애물의 영향 때문에 파랑의 변형은 단순한 회절이나 굴절로 볼 수 없고 종합적으로 고려해야 된다. 점성이 없고, 회전하지 않는 소진폭, 선형파 및 지형 변화가 급격하지 않는 가정 하에 Berkhoff는 1972년에 Mild-Slope 방정식을 제안하였다.

$$\nabla \cdot (CC_g \nabla \phi) + \omega^2 \frac{C_g}{C} \phi = 0 \quad (1.3)$$

여기서 ϕ 는 속도 포텐셜 Φ 의 수평변화함수 이고 ω 는 원주파수이고 C 와 C_g 는 각각 상속도와 군속도이다.

Boussinesq 방정식 : 1872년 Boussinesq는 수평속도가 균일하고 수직속도는 해저의 0으로부터 선형적으로 자유수면의 최대치까지 증가한다는 가정 하에 유명한 1차원 비선형 지배방정식을 얻었는데 이를 Boussinesq 방정식이라고 부른다. 1967년에 Peregrine은 수심이 변하는 조건에서 2차원 Boussinesq 방정식을 도출했고 이를 Boussinesq 방정식의 표준형태라고 부른다.

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} + \frac{\partial [(h+\xi)u]}{\partial x} + \frac{\partial [(h+\xi)v]}{\partial y} = 0 \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + g \frac{\partial \xi}{\partial x} &= 1/2h \left[\frac{\partial^3 (hu)}{\partial x^2 \partial t} + \frac{\partial^3 (hv)}{\partial x \partial y \partial t} \right] \\ - \frac{1}{6} h^2 \left[\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} + \frac{\partial^3 v}{\partial x \partial y \partial t} \right] \end{aligned} \quad (1.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + g \frac{\partial \xi}{\partial x} &= 1/2h \left[\frac{\partial^3 (hv)}{\partial y^2 \partial t} + \frac{\partial^3 (hu)}{\partial x \partial y \partial t} \right] \\ - \frac{1}{6} h^2 \left[\frac{\partial^3 v}{\partial y^2 \partial t} + \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y \partial t} \right] \end{aligned} \quad (1.6)$$

여기서 x, y 는 정지수면과 만나는 직각좌표계 좌표이고, $u(x, y, t), v(x, y, t)$ 는 평균수심의 물입자 속도 벡터의 x, y 방향성분을 나타내고, h 는 정수심, ξ 는 파면에서 정수면

까지의 거리이고, g 는 중력가속도 이다.

1.5.2 수치조파

수치조파는 수치조파수조 구축에 있어서 핵심적인 기술이다. 수치조파의 밍업은 크게 3가지로 나눌 수 있다. 즉 입사 경계조건에 파면과 유속을 입력하는 방법, 소스항을 추가하는 방법, 조파판 제어법이다.

소스항 추가 법 : 지배방정식에 소스항을 추가하여 조파하는 방법은 경계면의 반사가 계산 영역의 파랑 장을 교란하는 현상을 막을 수 있다. 때문에 지배방정식에 소스항을 추가하는 방법은 포텐셜 이론의 모델에서 널리 사용되고 있다.

최초의 소스항 추가법은 “선형원”조파방법이다. 계산구역의 어느 한 점 혹은 한 선에 소수항을 추가하여 조파하는 방법이다. 필요로 하는 파의 비선형성이 강할 경우, 조파 구역에 끊임 현상이 일어나 계산의 불안정을 초래하게 된다. 때문에 Wei & Kirby (1999)은 선형원 조파방법을 개선하여 “구역원”조파방법을 제안하였다. 이 방법은 일정 유한한 구역에 미끄러운 조파 소스항을 추가하여 “선형원”과 같은 계산 불안정을 개선하였다.

조파판 제어법 : 작은 진폭의 문제에 있어서 Ursell & Dean (1959)이 제안한 피스톤식 조파이론을 이용할 수 있다.

조파판이 한 단면에서 주기성 수평운동을 한다면 그 변위는 다음과 같다.

$$x(t) = \frac{S_0}{2} \sin \omega t \quad (1.7)$$

수평이동속도는 다음과 같다.

$$u(t) = \frac{\omega S_0}{2} \cos \omega t \quad (1.8)$$

여기서 S_0 는 조파판의 최대 수평변위이고, ω 는 조파판의 운동주파수이고, 선형파 조파이론에 의하여 수심이 d 인 수조중에서 파면의 방정식은 다음과 같다.

$$\eta = \frac{s_0}{2} \frac{4 \sinh^2(kd)}{2kd + \sinh(2kd)} \cos(kx - \omega t) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \sin^2(\mu_n d)}{2\mu_n d + \sinh(2\mu_n d)} e^{-\mu_n x} \sin \omega t \quad (1.9)$$

식 1.9에서 우변 두 번째 항은 조파판으로부터 수심 3배의 거리가 떨어지면 아주 빨리 감소되기 때문에 무시해도 된다. 때문에 조파판으로부터 멀리 떨어진 파면 방정식은 다음과 같다.

$$\eta = \frac{s_0}{2} \frac{4\sinh^2(kd)}{2kd + \sinh(2kd)} \cos(kx - \omega t) = \frac{H}{2} \cos(kx - \omega t) \quad (1.10)$$

η 는 입력해야 할 입사파면을 나타내고 H 는 만들어져야 할 입사파고가 된다.

조파판으로부터 수심 3배의 거리가 떨어진 지점의 작은 진폭파의 파고와 조파판 최대변위와의 비는 다음과 같다.

$$\frac{H}{S_0} = \frac{4\sinh^2(kd)}{2kd + \sinh(2kd)} = \frac{2[\cosh(2kd) - 1]}{2kd + \sinh(2kd)} = W \quad (1.11)$$

조파판지점은 $x=0$ 이기 때문에 파면 방정식은 다음과 같다.

$$\eta_0 = W \frac{S_0}{2} \cos \omega t + L \frac{S_0}{2} \sin \omega t = \frac{W}{\omega} u(t) + \frac{L}{\omega} u(t - \frac{\pi}{4}) \quad (1.12)$$

여기서

$$L = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\sin^2(\eta_n d)}{2\eta_n d + \sinh(2\eta_n d)}, \quad u(t) = \frac{\eta(t)\omega}{W} \quad (1.13)$$

이상의 조파방법은 구조물이나 다른 끝단 경계면에서 반사되어 오는 2차 반사문제를 고려하지 않았다.

1.5.3 개구경계조건

개구경계는 계산구역과 외부영역의 만나는 경계를 말한다. 개구경계처리는 계산구역 내에는 외부로부터 반사되는 파를 소멸해야 된다. 지금까지 사용되는 처리방법은 2가지가 있다. 즉 복사경계조건과 스펜지층 흡수 경계조건이다.

복사경계조건 : 열린경계의 파가 무한하게 전달되려면 다음을 만족해야 한다.

$$\frac{\partial \phi_s}{\partial t} + c \frac{\partial \phi_s}{\partial n} = 0 \quad (1.14)$$

여기서 \mathbf{n} 은 경계의 방향벡터이고, ϕ_s 는 확산 포텐셜이고, c 는 상속도이다.

Sommerfeld (1945)은 무한히 먼 거리에서 에너지가 밖으로만 전파되는 복사 경계조건을 제안하였다.

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \sqrt{r} \left(\frac{\partial \phi_s}{\partial t} + c \frac{\partial \phi_s}{\partial r} \right) = 0 \quad (1.15)$$

여기서 $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ 이다.

스펀지 층 흡수 경계조건 : 파고가 높은 비선형파에 있어서 선형복사열린경계조건은 사용할 수 없게 되고 Larsen & Dancy (1983)의 스펙지층 흡수 경계조건을 사용하여 왜파를 수행해야 된다. 수학모델 중 다음과 같은 감쇄함수를 사용할 수 있다.

$$\eta(x) = \begin{cases} \exp[(2^{-x/\Delta x} - 2^{-x_a/\Delta x}) \ln a], & 0 \leq x \leq x_a \\ 1, & x > x_a \end{cases} \quad (1.16)$$

여기서 x_a 는 흡수 경계의 넓이이고, x 는 격자점과 경계까지의 거리이고, Δx 는 공간 스텝이고, $a = x_a / \Delta x$ 로서 통상 10~20을 취한다.

실제 사용 중에는 두 가지 방법을 결합하여 사용할 수도 있다.

1.5.4 자유수면의 추적

자유수면을 추적하는 방법중 지금까지 가장 널리 사용되는 기술은 3가지가 있다.

즉 MAC 방법, Level Set 함수법, VOF 법이다.

MAC 방법 : Marker and Cell방법은 Harlow & Welch (1965)에 의하여 제안된 비압축 점성유체의 자유수면 유동문제를 해결하는 방법으로서, 초기의 PIC (Particle In Cell)방법으로부터 발전되었다. 이는 PIC 방법중 질량, 운동량, 에너지를 갖는 질점을 좌표 위치만 있는 마크로 변환하였다. 자유표면의 형상은 마크된 점의 위치로부터 확인할 수 있다.

Level Set 함수법 : Level Set함수법은 시간에 따라 움직이는 물질의 면을 모 함수 $\varphi(\bar{x}, t)$ 의 제로 등가면으로 보고, $\varphi(\bar{x}, t)$ 는 일정한 방정식을 만족한다. 매시간 t 에서 함수 $\varphi(\bar{x}, t)$ 의 값을 구하면 등가면의 위치를 알 수 있고, 이는 운동면의 위치이다. 그리고 전체구역의 관심있는 질점의 물리량을 구하면 된다.

VOF 법 : Volume of Fluid 방법은 자유표면을 추적하기 위하여 계산영역 내의 매단 위체적에 F 라는 함수를 정의한다. F 는 한 단위체적에 유체가 차지하는 면적과 단위체적의 비를 나타낸다. 단위체적에 유체로 가득 차 있으면 $F=1$ 이 되고, $F=0$ 이면 단위체적에는 유체가 없는 것을 의미한다. F 값이 0과 1 사이에 있으면, 이 단위체적은 자유수면을 포함한 것이다.

VOF법은 매 격자 내의 유체체적의 함수값을 계산하기 때문에 자유수면의 위치와 형상도 계산 영역의 격자 내부의 유체체적의 함수 F 로부터 재구성된다. 때문에 VOF 방법은 비교적 쉽게 파랑의 월류, 합병, 쇄파 문제를 다룰 수 있다. 또한 F 함수는 연속함수가 아니고 계산식 함수이기 때문에 통상적인 차분형식으로 이산화 할 수 없다. 이를 극복하기 위하여 자유수면을 재구성하는 방법으로 처리를 할 필요가 있다. 이에 대한 자세한 내용은 다음 장에서 설명하도록 한다.



1.6 본 논문의 주요연구 내용 및 목표

본 논문은 고정식 OWC형 파력발전 시스템의 전반적으로 설계하는데 필요한 모든 내용을 다루게 될 것이다. 본 논문에서 사용된 수치해석은 모두 RANS 방정식을 기반으로 하는 상용 CFD 코드인 Fluent를 이용하였다.

우선 OWC형 파력발전 시스템의 1차변환장치인 OWC 챔버의 설계 및 성능해석을 다루게 된다. 이를 위하여 Two-phase VOF모델을 기반으로 한 3차원 수치조파수조를 구축하였다. 챔버를 수치조파수조에 설치하여 계산을 수행함으로써 챔버 내의 주유수면 움직임, 챔버 내 압력, 덕트 내 유량 등을 고찰하여 실험치와 비교 분석하였다.

OWC형 파력발전 시스템의 2차변환장치인 터빈에 대한 연구를 수행하기 위하여 MRF 기능을 이용한 회전체 계산 모델을 개발하였다. 파력발전용 임펄스 터빈의 최적화를 위하여 터빈의 날개와 가이드베인 사이 간격의 영향, 허브비의 영향, 날개 Sweep angle의 영향, Staggered Blade 적용에 대한 영향을 고찰하였다. 최종 2가지 형태의 임펄스 터빈, 즉 표준형 터빈과 Ring-type 터빈을 설계하여 성능해석을 수행하여 성능도표를 도출하였다.

파력발전 시스템의 실험역 운용에 있어서 터빈의 자기기동특성은 아주 중요한 특성 중에 하나이다. 최종 설계된 2가지의 터빈에 대하여 준 정상상태의 자기기동특성을 계산하여 비교하였다. 준 정상상태의 자기기동특성 해석은 터빈의 관성으로부터 발생하는 hysteresis 현상과 같은 비정상 성능은 고찰할 수 없다. 이를 해결하기 위하여 UDF기능을 연동한 Fully 비정상 해석기법을 개발하여 터빈이 비정상 해석을 수행하였다.

챔버 - 덕트 - 터빈시스템의 통합성능 예측은 보다 현실성 있는 시스템을 설계함에 있어서 필수이다. 터빈의 영향을 공기실해석에 적용하기 위하여 오리피스 모델이 사용되었다. 임펄스 터빈이 방생시키는 압력강하와 오리피스모델이 발생시키는 압력강하를 고찰하기 위하여 폴무를 이용한 실험적인 방법과 수치해석적인 방법이 동원되었다. 터빈의 영향을 고려할 수 있는 오리피스 직경비의 범위를 결정한 후에, 그 범위에 해당하는 오리피스를 공기실에 설치하고 설계 입사파 조건에서 계산을 수행하여 운용성능평가를 수행하였다.

특히 고정식 구조물인 경우, 입사파의 각도는 시스템성능에 큰 영향을 미치게 될 것이다. 때문에 사파중 OWC 시스템의 성능을 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 고찰하여 입사파 각도에 따른 성능저하 곡선을 도출하였다.

상기의 연구내용은 제주도에 건설 중에 있는 500kW급 용수 시험파력발전소의 설계를 지원하기 위하여 수행한 연구들이다. 설계가 끝나고 건설 중에 있기 때문에 시스템의 성능은 이미 결정되었다. 접근 가능한 입사파 범위에 있는 모든 조건에서 계산을 수행하여 얻은 성능 곡선들을 Look-up Table로 정리해 놓으면 사용자가 원하는 입사파 조건만 입력하면 시스템의 출력을 얻을 수 있게 될 것이다. 이런 컨셉하에 1차, 2차 에너지 변환장치의 성능 Look-up Table을 구축하여, Visual C++을 이용하여 구축된 프레임과 연동하여 성능평가 S/W를 개발하였다.



제2장 수치해석방법

2.1 개요

전산유체역학 (Computational Fluid Dynamics, CFD)는 컴퓨터 기술의 발달로 유체 역학 연구 분야에서 아주 중요한 기술의 하나로 자리매김 하였다. 컴퓨터를 이용하여 수치해석적인 방법으로 유체유동의 지배방정식을 풀어서 사용자의 목적에 맞게 유동장을 예측하거나 모사하는 방법이다. 컴퓨터의 발달과 함께 본 기법은 매우 강력하게 다양한 산업 분야에 광범위하게 적용되고 있다. 일례로 대부분의 동력발생장치는 유체유동과 열전달 과정을 필수적으로 포함하고 있으며, 이러한 과정은 건물의 냉난방장치와 공기조화에서도 이용되고 있다. 수송기계나 공업장치와 같은 일반적인 열 및 유체의 유동현상 외에도 지구 규모의 거대한 스케일의 자연현상 및 미소한 생물의 생명현상 등 여러 분야에서 유동현상이 커다란 역할을 하고 있다.

본 논문에서는 상용 CFD 코드인 Fluent를 이용하여 수치조파수조를 구축하였고, OWC형 파력발전장치의 1차변환장치인 OWC 챔버에 대한 성능해석을 수행하여 실험치와 비교함으로써 구축된 모델을 검증하였다. 수치조파수조는 RANS 방정식을 기본방정식으로 구축되었고, VOF 모델을 이용하여 자유수면을 추적하였으며, 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 채택하였다. 조파판의 운동은 UDF를 연동하여 Moving mesh 기능을 사용하여 완성하였다. 2차 변환 장치인 임펄스 터빈의 연구도 Fluent를 이용하여 기동특성, 작동성능, 주변 유동장 분석 등을 수행하여 터빈의 최적화 작업을 하였다. 격자생성 및 모델링은 Gambit을 이용하여 완성하였다.

본 장에서는 1, 2차 에너지 변환장치의 수치해석 및 통합수치해석에 사용되었던 기본방정식, 난류모델, VOF모델, 등 수치해석의 기초에 대하여 설명하고자 한다.

2.2 기본방정식

2.2.1. 연속방정식

연속방정식은 질량보존법칙으로부터 유도된 것인데 일반적인 압축성 비정상유동의 경우에는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.1)$$

압축성 정상유동의 경우에는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.2)$$

비압축성 유동의 경우에는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

대부분의 조선해양유체 문제는 식(2.3)을 사용하면 된다.

2.2.2 RANS 방정식

난류유동을 실시간으로 해석하는 것은 엄청난 에너지를 소비하는 일로서, 통상적으로 난류유동의 속도나 압력은 시간평균 부분과 변동 부분으로 이루어지는 것으로 본다. 예로서 속도의 x성분과 압력은 아래와 같이 표현한다.

$$u = \bar{u} + u' \quad (2.4)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (2.5)$$

여기서 \bar{u} , \bar{p} 는 시간평균 속도와 압력이고, u' , p' 은 변동성분이다. 이를 식(1.3)에 주어진 비압축성 Navier-Stokes 방정식의 각 항에 대입한 다음, 방정식을 다시 시간평균하게 되면 아래와 같은 새로운 방정식이 도출되게 된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \overline{\rho u'v'^2} \right) \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u'v'} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \overline{\rho u'w'} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \overline{\rho u'v'} \right) \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \overline{\rho v'^2} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \overline{\rho v'w'} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \overline{\rho u'w'} \right) \\ & + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \overline{\rho v'w'} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \overline{\rho w'^2} \right) \end{aligned} \quad (2.8)$$

이 방정식을 Reynolds 방정식, 혹은 RANS 방정식이라 하는데, 이 식과 식(1.3)은 새롭게 등장하는 항인 $\overline{u'_i u'_j}$ 를 제외하면 실제로 동일한 방정식임을 알 수 있다. 여기서 9개의 $\overline{u'_i u'_j}$ 들 ($\overline{u'v'}$, $\overline{u'^2}$ 등)을 Reynolds 응력이라 부른다. 즉, Navier-Stokes 방정식으로부터 구하는 미지수는 각 계산점에서의 압력과 3방향의 속도성분인 반면, Reynolds 방정식은 여기에 추가적으로 9개의 Reynolds 응력을 구해야 하는 것이다. 압력이나 유속조차도 모르는 상황에서 더 고차항인 Reynolds 응력들을 계산에 앞서 구해야 한다.

Navier-Stokes 방정식 대신 Reynolds 방정식을 이용하는 난류유동 해석시 추가적으로 Reynolds 응력항들을 구하는 작업을 난류모델링이라 하며, 아직은 이에 대하여 완벽하게 정립된 이론은 없지만 다양한 해법들이 제안되어 있어서 어떠한 난류모델을 사용해서 이를 구하느냐가 난류유동해석의 핵심이 된다. 보통은 와점성계수를 사용하여 이러한 Reynolds 응력을 단순 계산하는 방법으로 무방정식(Zero-equation) 방법들과 $k-\epsilon$ 모델이 광범위하게 사용된다. 한편 식(2.6)~식(2.8)의 시간평균값과는 별도로 변동 성분만을 모아 변동성분 해석을 위한 특수한 방정식들을 유도할 수 있는데 이를 Reynolds Stress 방정식이라 하고 Reynolds Stress 난류모델의 지배방정식들이 된다.

2.3 난류모델링 (Turbulent modelling)

마찰응력은 점성계수와 속도구배의 곱으로 표현할 수 있다는 Newton의 마찰법칙 원리를 난류유동장에서 에디의 교란에 의한 와점성계수의 상사시키는 전통적인 개념은 다음과 같은 식으로 표현 될 수 있다.

- 층류유동의 마찰공식

$$\tau = \rho\nu \frac{du}{dy} \quad (2.9)$$

- 난류유동의 마찰공식

$$\tau_T = \tau - \overline{\rho u'v'} = \rho\nu \frac{d\bar{u}}{dy} + \rho\nu_T \frac{d\bar{u}}{dy} = \mu(\nu + \nu_T) \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (2.10)$$

일반적인 Reynolds 응력 $\overline{u'_i u'_j}$ 도 식 (2.10)의 $\overline{u'v'}$ 와 유사하게 응력-변형율의 관계로부터 유도될 수 있다. 실험을 통해 등은 비압축성 유동에서 전단이 존재하지 않으면 난류는 쇠퇴한다는 사실이 관측되었으며, 평균변형률이 증가하면서 난류응력들이 증가하는 것으로 밝혀졌다. Boussinesq(1987)는 다음 식과 같이 레이놀즈 응력들을 평균 변형률과 연관시킬 수 있다고 제안 하였다.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \rho\nu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.11)$$

ν_T 를 구하는 여러 방법 중 가장 초기의 연구로서 Prandtl(1985)에 의한 것이 있으며, 그는 유동에 수직한 방향으로 발생하는 난류운동량의 교환이 '혼합길이' ℓ 내에서 일어난다고 제안하였다. 또 그는 ν_T 를 다음 식과 같이 주류유동과 관련시킬 수 있다고 설명하였다.

$$\nu_T = \ell^2 \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right) \quad (2.12)$$

또한 혼합길이는 예를 들어 순간유속의 변동성이 없는 벽 가까이에서 0에서부터 평균유동에서의 어느 알려진 값까지 지정된 방법으로 변한다고 가정한다면 시간평균 Reynolds 방정식 (RANS방정식)은 단지 시간 평균된 양만을 포함하게 된다. 따라서 공

학적으로 관심의 대상이 되는 유동을 계산하는 용이한 방법이 된다.

이 형식의 Reynolds 응력 모델링은 난류를 평균유속과 관련시키고 있고 그 밖의 어떠한 방정식도 필요로 하지 않으므로 보통 ‘zero-equation’ 모델이라고 말한다. 좀 더 정교하게 하려면 혼합길이 ℓ 의 변화가, 벽면으로부터의 거리 y 의 함수로서 실험적으로 더 자세히 묘사되어야 한다. 이 때 필요한 정보는 보통 실험결과에 의존하며 고려하는 유동에 따라 크게 좌우된다.

Reynolds 응력을 묘사하는 보다 진보된 방법으로 난류에 대한 운동에너지(전체 운동 에너지에서 평균유동의 운동에너지를 제외한 것과 같은 의미)의 개념을 사용하는 것이 있다. 따라서 난류운동에너지 k 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$k = \frac{\overline{u'^2 + v'^2 + w'^2}}{2} \quad (2.13)$$

여기서 ($'$)은 전과 같이 순간유속의 변동성분을 나타낸다. 위의 난류 운동에너지 자체는 원래 식(2.6)~식(2.8)을 유도하는 과정에 떨어져 나간 순간유속의 변동속도성분에 대한 추가 편미분방정식으로부터 유도되어야 한다. 이러한 추가 식을 난류운동에너지의 수송방정식이라고 부르며 시간평균 Navier-Stokes 방정식 (즉 Reynolds 방정식)과 함께 풀면 된다. 한편 이 모델에서의 Reynolds 응력은 아직 혼합길이를 필요로 하며, 다음과 같다.

$$\nu_T = c_1 k^{1/2} \ell \quad (2.14)$$

여기서 c_1 은 상수이고 ℓ 의 변화는 zero-equation 모델에서와 같이 경험식에 의해 주어진다. 이러한 방법을 채택한다면 난류운동에너지의 식이 하나 더 필요로 하므로 이를 ‘one-equation’ 모델이라고 한다.

Reynolds 응력에 대해 제일 많이 사용되는 모델은, 난류운동에너지와 더불어 난류 운동에너지 소산을 ϵ 의 개념을 추가로 도입한 것으로서, 난류의 수송(k 를 포함), 생산 및 소산 ϵ 은 k 와 ϵ 에 대한 두 개의 편미분 방정식과 관계 지어진다. ‘two-equation’ 즉, $k-\epsilon$ 모델에서의 와점성계수는 다음 식에 의해 주어진다.

$$\nu_T = \frac{c_2 k^2}{\epsilon} \quad (2.15)$$

여기서 c_2 는 또 하나의 상수이다. 두 개의 추가적인 미지수 k 와 ϵ 은 두 개의 추가적인 방정식과 함께 시간 평균의 Navier-Stokes 방정식을 완전하게 만들어 준다. 그러나 이 방법에서 나타나는 더 높은 고차의 난류 상관식에는 상당한 실험적인 정보가 또 다시 필요하며 그런 계산결과를 사용할 때에는 많은 주의가 필요하다.

표준 $k-\epsilon$ 모델을 개선한 형태의 모델로서 Realizable $k-\epsilon$ 모델이 있다. 이는 Shih et al. (1995)에 기초하여 $\nu_T = c_\mu k^2/\epsilon$ 에서 $c_\mu=0.09$ 로 가정하는 표준 $k-\epsilon$ 모델과는 달리, 식(2.16)과 같이 구하게 되며 소산을 수송방정식도 새로이 제안한 방법으로 회전하는 동장에 개선된 결과를 주는 것으로 알려져 있다.

$$c_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{u^* k}{\epsilon}} \quad (2.16)$$

6개의 Reynolds 응력들의 수송방정식(각 Reynolds 응력당 하나의 편미분방정식)은 아직까지도 각 영향들을 제대로 파악하지도 측정할 수도 없는 확산, 압력-스트레인 및 소산항들을 포함한다. Reynolds 응력모델 (second-order 또는 second-moment closure model로도 알려져 있음)에서는 이러한 미지의 항들에 대한 가정을 세우고 난류운동 에너지소산을 ϵ 에 대한 수송공식과 연계하여 해결을 시도한다. Reynolds 응력 공식 모델에 대해서는 아직도 활발한 연구가 진행 중이나, 아직은 $k-\epsilon$ 모델과 같이 광범위하게 입증되지는 않았으며, $k-\epsilon$ 모델과 비교하여 CFD 모의 비용이 상당히 증가하므로 아직은 상대적으로 많이 사용되지 않고 있다.

모델링에 대해 일련의 가정을 추가로 설정하면 Reynolds 응력 수송을 표현하는 편미분 공식을 $k-\epsilon$ 모델의 k 및 ϵ 공식들과 함께 해결할 수 있는 대수공식으로 축소시킬 수도 있다. 이러한 방법으로 Reynolds 응력모델을 단순화한 것을 대수응력 모델 (Algebraic Stress Model)이라 하며 비등방성 난류 영향들을 CFD 모의에 도입할 수 있는 Reynolds 응력 모델의 가장 경제적인 형태이다.

2.4 VOF 모델

VOF (Volume of Fluid)모델은 격자 체적안에 유체가 차지하고 있는 부분을 계산하는 방법으로 2 종류 혹은 다 종류의 혼합되지 않는 유체의 경계면을 추적한다. 이러한 방법 때문에 복잡한 자유면을 추적할 수 있고, 본 논문에서는 VOF모델을 이용하여 파랑을 만들고, 전파시켜 파력발전장치 공기실의 진동수주의 변화를 계산하였다. 본 논문에서 사용된 Two-phase VOF 모델의 2가지 유체는 물과 공기이다.

물과 공기를 포함한 공간격자에서 스칼라함수 a 를 정의한다. 완전히 물로 채워져있으면 $a=1$, 완전히 공기로 채워져있으면 $a=0$, 물과 공기가 같이 채워져있고 경계면이 있으면 $0 < a < 1$ 가 된다. 각 격자에서 a 값을 체적으로 적분하고, 체적으로 나누어주면 a 의 체적평균값이 얻어지고, 격자중 물이 차지하는 몫이 된다. VOF모델에서 이를 a_w 라고 정의한다.

$a_w=0$, 격자는 공기 항;

$a_w=1$, 격자는 물 항;

$0 < a_w < 1$, 격자는 자유면 항이고, 물과 공기를 동시에 포함한다.

같은 이치로, 격자중 공기가 차지하는 몫을 a_g 로 정의한다. 또한 본 모델이 적용되는 공간격자 범위 내에서는 다음과 같은 식을 엄격히 만족한다.

$$a_w + a_g = 1 \quad (2.17)$$

자유경계면의 추적은 격자 체적 몫의 연속방정식의 해를 구함으로 얻을 수 있다. 본 논문에서 물 항과 체적함수의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial a_w}{\partial t} + u_w \frac{\partial a_w}{\partial x} + v_w \frac{\partial a_w}{\partial y} + w_w \frac{\partial a_w}{\partial z} = 0 \quad (2.18)$$

여기서 u_w, v_w, w_w 은 물 항의 좌표계중 x, y, z 방향의 속도성분을 나타낸다. 공기 항은 식 (2.17)을 식 (2.18)에 대입시켜 계산할 수 있다. 위에서 설명한 방정식을 연속방정식 및 운동방정식과 연립하여 적당한 경계조건과 초기조건을 부여하면 수치적인 방법에 사용하여 해를 구할 수 있다.

파랑을 모사할 때, 자유면을 추적 하려면 물 항과 공기 항의 자유면 격자 체적 내의

몫 뿐만 아니라 위치와 방향도 알아야 정확한 공기와 물의 경계를 재구성할 수 있다.

Hirt & Nichols (1981)는 VOF 방법을 제안할 때, Donor-Acceptor scheme을 채택하여 자유면을 재구성하였다. 본 방법은 격자 체적내의 체적함수를 이용할 뿐만 아니라 인접한 격자 체적내의 체적함수와 경계속도를 고려하여서 분별율을 향상시키고자 하였다. 자유수면 재구성 개요도는 Fig. 2.4.1과 같다.

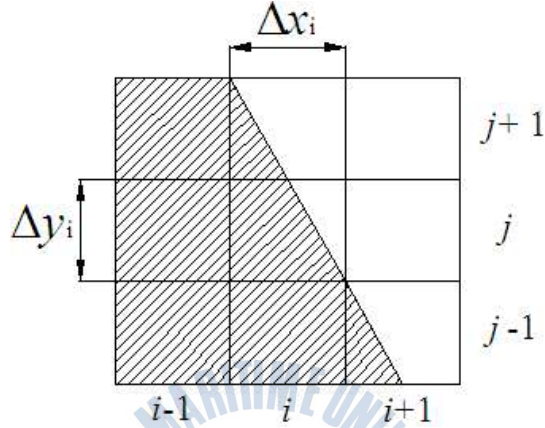


Fig. 2.4.1 Schematics of Free surface Reconstruction

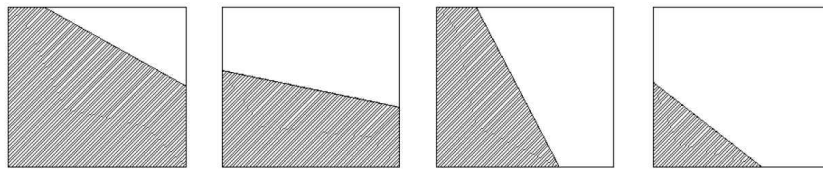
본 논문에서는 Youngs가 제안한 PLIC(Piecewise Linear Interface Calculation)방법을 채택하였다. 이 방법은 하나의 격자 체적내에서 직선으로 자유면을 묘사하는 방법을 채택하였다. 우선 격자내 경계면의 법선방향 $\vec{n} = (n_{i,j}^x, n_{i,j}^y)$ 을 계산한다.

$$\begin{aligned} n_{i,j}^x &= (C_{i+1,j+1} + 2C_{i+1,j} + C_{i+1,j-1} - C_{i-1,j+1} - 2C_{i-1,j} - C_{i-1,j-1})/\delta x \\ n_{i,j}^y &= (C_{i+1,j+1} + 2C_{i,j+1} + C_{i-1,j+1} - C_{i+1,j-1} - 2C_{i,j-1} - C_{i-1,j-1})/\delta y \end{aligned} \quad (2.19)$$

법선 방향으로부터 운동경계면과 x축의 각도 β 를 확정할 수 있고, 이를 α 로 규격화한다.

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{-n^x}{n^y}\right), \quad \alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\delta x}{\delta y} \tan\beta\right), \quad (\pi/2 \leq \alpha \leq \pi) \quad (2.20)$$

이상의 처리를 통하여 격자 체적내의 16가지의 선형 경계면 상황을 구성할 수 있는데, 간단한 대칭 이동을 통하여 Fig. 2.4.2와 같이 4가지 기본유형으로 나타낼 수 있다.



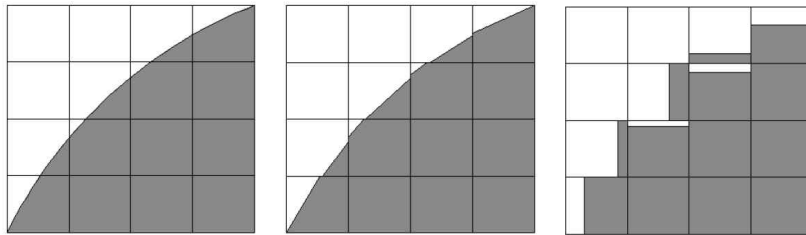
유형1

유형2

유형3

유형4

Fig. 2.4.2 Type of PLIC Method for Free Surface Reconstruction



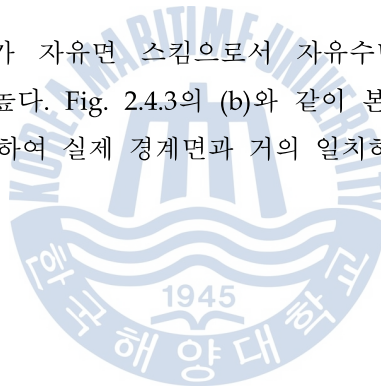
(a) 실제경계면

(b) PLIC 재구성 방법

(c) Donor-Acceptor scheme

Fig. 2.4.3 Comparison of VOF Method for Free Surface Reconstruction

PLIC 재구성 방법은 1가 자유면 스킴으로서 자유수면의 분별율은 “zero” 가의 Donor-Acceptor 방법보다 높다. Fig. 2.4.3의 (b)와 같이 본 논문에서 채택한 PLIC방법은 자유수면의 구성이 정밀하여 실제 경계면과 거의 일치하다.



2.5 수치방법

2.5.1 유한체적법

본 논문은 지배방정식에 대한 이산화를 유한체적법을 이용하여 수행하였다. 유한체적법은 운동량 및 질량에 대해 보존법칙을 만족시키기에 용이하도록 적분하여 기초방정식을 이산화 하는 방법이다, 구체적으로 고려하고 있는 격자점을 중심으로 한 미소영역 내에서 방정식을 적분하고, 그 경계값을 인접격자점을 이용하여 요구되는 정확도를 주어 적분식을 이산화하는 것이다. 때문에 항상 그 미소영역 내의 운동량 등의 유출입을 고려하게 되어 보존법칙을 확실하게 만족시키는 이산화방정식을 얻을 수 있다.

2.2절에 소개된 기본방정식을 텐서 형식의 수송방정식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (2.21)$$

여기서 방정식의 좌변은 비정상항과 대류항, 우변은 확산항과 소스항이다. 한편 윗식에서 Γ 는 확산계수라고 불린다. 이 Γ 와 소스항인 S 는 반드시 각 항의 실제 물리적 의미와 대응하고 있지 않다. 따라서 온도, 속도성분과 같은 여러 가지 종속변수 ϕ 에 의미를 대응시켜 이들 변수들 각각에 관한 확산계수와 소스항에 대한 적절한 의미를 부여해야 된다. 예를 들어 수식 2.2.1이 연속방정식을 대표한다면 $\phi=1$, $\Gamma=1$, $S=0$ 이 된다.

수송방정식을 제어체적에 대하여 적분을 취하고, 가우스정리에 의하여 정리를 하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho \phi dV \right) + \int_A n \cdot (\rho u \phi) dA = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.22)$$

여기서 $n \cdot (\Gamma \text{grad} \phi)$ 는 제어체적에 들어가는 확산변수를 의미 한다

정상상태의 문제에 있어서 수식 2.22의 왼쪽항의 비정상항은 0이 되므로, 정상상태의 기본 수송방정식의 형태는 다음과 같게 된다.

$$\int_A n \cdot (\rho u \phi) dA = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.23)$$

만약 비정상문제면 충분히 작은 시간간격에 대하여 Δt 에 대하여 적분을 하면 다음과 같이 표현된다.

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho \phi dV \right) dt + \int_{\Delta t} \int_A n \cdot (\rho u \phi) dA dt = \int_{\Delta t} \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA dt + \int_{\Delta t} \int_{CV} S_\phi dV dt \quad (2.24)$$

다양한 이산 스킴을 이용하여 수식 2.23, 2.24를 제어체적에서 이산 연립방정식을 만들어 적당한 수치방법을 이용하여 해를 구하면 된다.

2.5.2 이산화 스킴

가. 공간이산

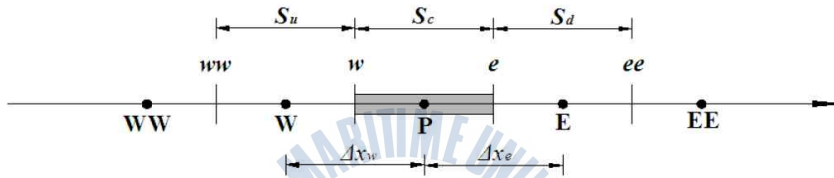


Fig. 2.5.1 Schematics of Scheme for Control Volume and Space Discretization

본 논문에서 사용된 공간이산 스킴은 대류항, 확산항에 대하여 중심차분 스킴을 사용하였고, 비정상항은 공간이산 스킴의 영향을 받지 않는다. Fig. 2.5.1에 나와있는 바와 같이 음영이 된 부분을 중심제이체적이고 P를 중심 절점이라고 하면, W, WW와 E, EE는 전, 후의 절점이 된다. w, ww와 e, ee는 인접한 제어체적의 경계이고 S_w , S_c , S_d 는 계산 절점 W, P, E의 제어체적의 길이가 된다. Δx_w , Δx_e 는 중심절점과 인근 절점사이의 거리가 된다.

중심차분 스킴 (Central Difference Scheme) : 확산항의 계산에 사용되는 중심차분 스킴은 선형 보간하는 방법으로 종속변수 ϕ 에 대한 계산을 수행하는데, 2가의 정확도가 있고, 균일격자를 사용한다.

$$\phi_e = \frac{\phi_P + \phi_E}{2}, \quad \phi_w = \frac{\phi_P + \phi_W}{2} \quad (2.25)$$

Second Order Upwind Scheme : 본 논문에 사용된 공간이산 스킴은 모두 second order upwind scheme을 사용하였다. 이 스킴은 인접 제어체적의 절점 W, E의 값을 고려할 뿐만 아니라 WW, EE 절점의 값도 사용하게 된다. 이 스킴은 2가의 정확도를 가진다.

유동방향이 W에서 E로 흐를 때,

$$\phi_W = \frac{3}{2}\phi_W - \frac{1}{2}\phi_{WW}, \quad \phi_e = \frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_W \quad (2.26)$$

유동흐름이 E에서 W로 흐를 때,

$$\phi_W = \frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_E, \quad \phi_e = \frac{3}{2}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} \quad (2.27)$$

QUICK 스킴 : QUICK (Quadratic Upwind Interpolation of Convective Kinematics) 스킴은 개량된 second order upwind scheme이다.

$$\begin{cases} \phi_e = \theta \left[\frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_P + \frac{S_c}{S_c + S_d} \phi_E \right] + (1 - \theta) \left[\frac{S_u + 2S_c}{S_u + S_c} \theta_P - \frac{S_c}{S_u + S_c} \phi_W \right] \\ \phi_w = \theta \left[\frac{S_u}{S_u + S_c} \phi_P + \frac{S_c}{S_c + S_u} \phi_w \right] + (1 - \theta) \left[\frac{S_d + 2S_c}{S_d + S_c} \theta_P - \frac{S_c}{S_d + S_c} \phi_E \right] \end{cases} \quad (2.28)$$

이 스킴은 3가의 정확도를 가지고 있다. $\theta=0$ 일 때, 위 식은 second order upwind scheme으로 전환이 되고, $\theta=0.125$ 일 때 표준 QUICK scheme이 된다.

MHRIC 스킴 : Modified High Resolution Interface Capture Scheme은 upwind 차분 스킴의 가짜 확산과 중심차분 스킴의 비 물리적인 해를 구해주는 문제를 극복할 수 있어 VOF 모델의 자유수면 추적에 사용된다.

Fig. 2.5.1의 격자가 균일격자 일 때, $\widetilde{\phi}_D$ 는 다음과 같다.

$$\widetilde{\phi}_D = \frac{\phi_P - \phi_W}{\phi_E - \phi_W} \quad (2.29)$$

여기서 E점의 요소는 받는(Acceptor)요소이고, P점은 주는(Donor) 요소이며, W점은 상단 요소이다. e지점의 종속변수 ϕ_e 는 체적적분 종속변수이고 다음과 같이 표현된다.

$$\phi_e = \begin{cases} \widetilde{\phi}_D & \widetilde{\phi}_D < 0 \text{ or } \widetilde{\phi}_D > 1 \\ 2\widetilde{\phi}_D & 0 \leq \widetilde{\phi}_D \leq 0.5 \\ 1 & 0.5 \leq \widetilde{\phi}_D \leq 1 \end{cases} \quad (2.30)$$

같은 방법으로 w 지점의 종속변수 ϕ_w 도 대응하는 요소를 이용하여 계산할 수 있다.

나. 시간이산

비정상 계산 수행시에는 공간에 대한 지배방정식의 이산뿐만 아니라 시간영역에 대한 지배방정식의 이산도 필요하다. 종속변수 ϕ 를 시간영역에서 표현을 하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (2.31)$$

여기서 $F(\phi)$ 은 공간 이산방정식을 의미한다. 본 논문에서 사용된 시간이산 스킴은 2개의 정확도를 가지는 스킴을 사용하였다.

$$F(\phi) = \frac{3\phi^{n+1} - 4\phi^4 + \phi^{n-1}}{2\Delta t} \quad (2.32)$$

여기서 n 은 계산시점의 시간층 t , $n+1$ 은 다음 시간층 $t + \Delta t$, $n-1$ 은 전 시간층 $t - \Delta t$ 를 나타내고 있다. 다음 시간층에 대한 $F(\phi^{n+1})$ 의 계산은 시간 후진 차분법에 의한 Implicit 적분에 의하여 계산된다.

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t F(\phi^{n+1}) \quad (2.33)$$

다. 속도-압력 보간

이산화 된 지배방정식을 풀 때, 속도는 운동량방정식으로부터 구하고 압력은 연속방정식을 통하여 구해야 한다. 하지만 연속방정식은 압력이 포함되어 있지 않기 때문에 수치계산적인 방법으로 운동량방정식과 조합시킬 필요가 있다. 본 논문에서는 널리 사용되고 있는 SIMPLE, SIMPLEC 및 NITA-PISO해법을 사용하였다.

SIMPLE 해법: Semi-implicit Method for Pressure-linked equation 해법은 완화법으로 속도보정량과 압력보정량을 구하여 새로운 압력과 유속을 구하는 방법을 말한다. SIMPLE해법은 음적해법으로 미지수를 구하도록 정식화 되어 있으나 근사적 방법을 도입하여 압력보정식을 얻기 때문에 “반음적” 해법이라고 부른다.

SIMPLE 해법의 특징은 정상해를 구할 때 다른 방법에 비해 최소의 시간이 걸린다는 것이다. 또한, 통상 이 방법에서 이산화는 유한체적법으로 수행되어지기 때문에 물리량 보존법칙을 만족시키고 있는 것도 특징 중의 하나이다.

SIMPLEC 해법: Semi-implicit Method for Pressure-linked equation Consistent 해법은 전통적인 SIMPLE 해법의 개선된 해법이다. SIMPLEC 해법은 속도보정방정식에서 무시한 항이 SIMPLE 해법에서 무시한 항보다 계산에 영향이 적기 때문에 더 좋은 수렴효과를 얻을 수 있다.

SIMPLEC 해법의 계산 과정은 다음과 같다.

- 1) 초기 속도장과 압력장을 가정한다.
- 2) 이산화된 운동방정식의 계수와 상수항을 계산한다.
- 3) 구한 계수와 상수항을 이용하여 운동방정식의 속도를 구한다.
- 4) 운동방정식으로부터 얻은 속도 압력 관계를 이산화된 연속방정식에 대입하여 압력보정 방정식을 얻는다.
- 5) 속도와 압력을 보정한다.
- 6) 수송방정식의 다른 요소를 구한다. 예, 난류모델의 k 와 ϵ 값
- 7) 수렴 여부를 판단하여 수렴하지 않으면 얻은 압력장을 step 2로 가져가서 계속 계산을 수행하여 수렴 할 때 까지 반복한다.

이 방법은 정상해석에 유용하지만 비정상 해석시에는 계산 시간 Δt 를 다시 나누어서 iteration을 하기 때문에 더 정밀한 해를 얻을 수는 있지만 계산시간이 많이 걸린다는 단점이 있다. 수치조과수조와 같은 비정상 해석 시 짧은 시간에 많은 정보를 얻기 위해서는 다음과 같은 해법을 사용하였다.

NITA-PISO 해법 : Non-Iterative Time-Advancement - Pressure Implicit with Splitting of Operators 해법은 NITA해법과 PISO해법을 결합시킨 방법이다. PISO해법은 SIMPLEC 해법과 기본원리는 비슷하지만, 1차 압력 속도 보정을 수행한 다음 2차 보정을 수행하여 운동방정식과 연속방정식을 동시에 만족하는 압력 속도 값을 얻어서 보다 빨리 수렴시키는 장점이 있다. 때문에 계산 효율을 월등히 높일 수 있다.

NITA-PISO 해법의 계산과정은 다음과 같다.

- 1) 초기 속도장과 압력장을 가정한다.
- 2) 이산화된 운동방정식의 계수와 상수항을 계산한다.
- 3) 계산된 계수와 상수항을 이용하여 운동방정식에서 속도를 구하고, Iteration을 수행하여 계산 오차가 없으면 다음 단계로 넘어간다.

4) 속도 압력관계를 이산화된 연속방정식에 대입하여 압력보정방정식을 얻은 후, 압력보간을 수행한다. Step3과 같은 Iteration을 수행한 다음 단계로 넘어간다.

5) 2차 수정방정식을 풀어서 2차 압력보간을 수행한다. Step3과 같은 Iteration을 수행한 다음 단계로 넘어간다.

6) 송방정식의 다른 요소를 구한다. 예, 난류모델의 k 와 ϵ 값. Step3과 같은 Iteration을 수행한 다음 단계로 넘어간다.

1~6 단계의 과정을 한 시간스텝에서 완성을 한다.



2.6 경계조건

본 논문에서 사용된 경계조건은 다음과 같다.

Velocity Inlet : 본 조건은 비 압축 유동 문제에 적합한 경계조건이다. 유동 입구의 유동 속도나 이에 해당하는 유동변화를 정의 할 수 있다. 장애물로부터 충분히 긴 거리를 뒤서 유동이 충분히 발달하지 못 하는 것을 방지해야 한다.

Pressure Inlet : 본 조건은 압축, 비 압축 유동 문제에 모두 적용이 가능하다. 유동 입구의 압력이나 이에 해당하는 유동변화를 정의 할 수 있다. 또한 외부유동과 무제한 유동의 자유경계를 정의 할 수 있다.

Pressure Outlet : 본 조건은 유동 출구의 정압조건을 정의 할 수 있다. 이 위치에서는 유동이 충분히 발달되고 흐름의 방향은 변화가 없어야 한다. 이 경계조건에서 모든 변수의 기울기는 0이다.

Periodic : 본 조건은 대칭되는 문제에 적합하여 순환경계조건이라고도 부른다. 본 논문 중, 임펄스 터빈의 정상해석에 있어서 날개의 계산영역은 날개 수만큼의 영역으로 나눌 수 있다. 이때, 각 영역의 경계면에서의 유동은 완전히 같게 된다. 즉 회전 방향에서 출구 측의 흐름정보는 입구 측의 흐름정보와 같게 된다. 때문에 주기조건을 적용하여서 한쌍의 날개-가이드베인을 모델링하여서 계산 시간을 단축시켰다.

Symmetry : 물리적인 외형과 기대하는 유동 해는 대칭되는 경우가 있다. 대칭경계조건에서의 속도성분을 살펴보면 경계에 수직되는 속도는 0이 되고 나머지 물리량은 내외가 같게 된다.

제3장 수치해석을 이용한 OWC 챔버 성능해석

3.1 수치조파수조구축

3.1.1 two-phase VOF 모델 검증

본 연구에 이용된 수치조파수조는 Jin (2009)이 구축한 모델을 사용하였기 때문에 검증과 관련된 내용은 중복이 된다. VOF 모델을 검증하기 위하여 Dam Break 문제에 대하여 계산을 수행한 후에 그 결과를 실험 결과(Martin & Moyce)와 비교분석을 하였다. 실험에서 직각으로 물기둥을 수직하는 벽을 이용하여 유체정역학적 평형을 시켜 놓고 수직 방향으로 중력을 가하고, 댐을 순식간에 완전히 제거했을 때 물이 흘러나올 수 있도록 설치하였다. 2-D Dam break 문제는 아주 유용한 테스트 기준이 된다. 이 테스트는 계산 모델이 자유수면 문제를 다룰 수 있는지의 여부를 결정하여 준다. 계산영역은 길이와 높이가 동일한 22.8cm인 정사각형을 취하였고 물은 계산영역의 왼쪽 부분에 넓이가 L , 높이가 $2L$ ($L = 2.5\text{cm}$)인 부분을 취하였다.

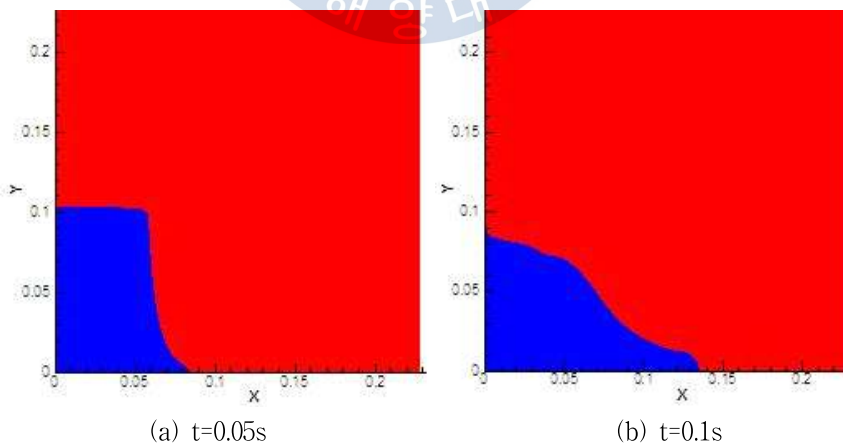


Fig. 3.1.1 Instantaneous Water Column Profile

물기둥이 시간에 따라 붕괴되는 모습을 Fig. 3.1.1에 나타내었다. Fig. 3.1.2는 물이 붕

괴되어 흘러내릴 때 제일 앞쪽 위치를 초기 상태의 넓이로 무차원한 값으로 나타내어 실험결과와 비교를 하였다. 그림으로부터 계산결과가 실험결과와 비교적 일치 하다는 것을 알 수가 있고 사용하고 있는 모델이 자유수면 문제를 구현하는데 좋은 결과를 얻고 있음을 알 수 있다. 또한 SOLA-VOF code를 이용하여 계산한 결과와도 비교를 하였는데 본 모델이 실험치에 더 접근하고 있음을 확인 할 수 있다.

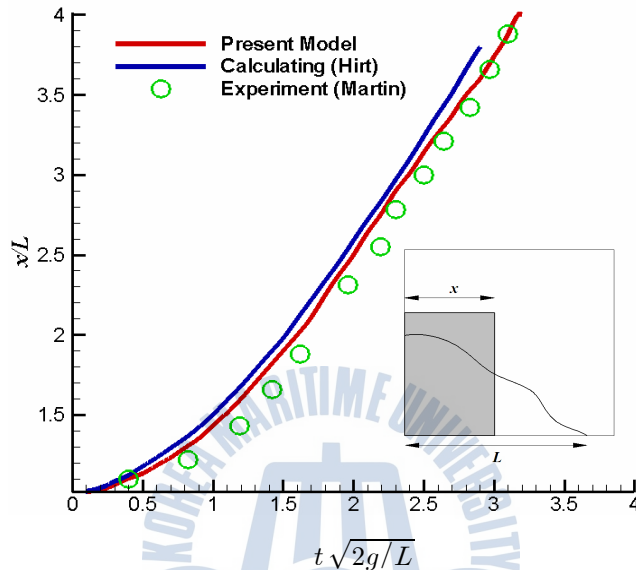


Fig. 3.1.2 Time History of the Position of the Leading Edge of Water

3.1.2 수치조파수조

가. 지배방정식

본 논문에서 사용되는 유체는 비압축성, 비 혼합성 유체이다. 두 유체의 경계면에서도 상의 변화가 없고, no-slip 이라고 가정했다. Fig. 3.1.3에서 보이는 것과 같이 3-D 수치수조의 개략도는 2-D 수조를 사실상 확장시킨 것이다. 파는 왼쪽에 있는 조파판에 의하여 만들어져서 전파되어 가고 오른쪽에는 열린 경계조건을 설정하였다.

지배방정식은 연속방정식과 비압축성 RANS 방정식을 사용하였다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t_i} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + f_{x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (3.2)$$

여기서 x_i , u_i 은 좌표방향과 대응 속도성분을 나타내고 ρ , p , ν , f_{x_i} 은 각각 유체 밀도, 압력, 동점성 계수 그리고 체적력을 나타낸다. $\overline{u'_i u'_j}$ 성분은 Reynolds stress로 정의되고 방정식에 새로운 난류 모델을 유도하기 위해 사용된다. 공학 응용에서 넓게 사용되는 standard k- ϵ 모델은 물과 공기의 동역학적 운동의 교란현상을 모사하기 위해 채택되었다.

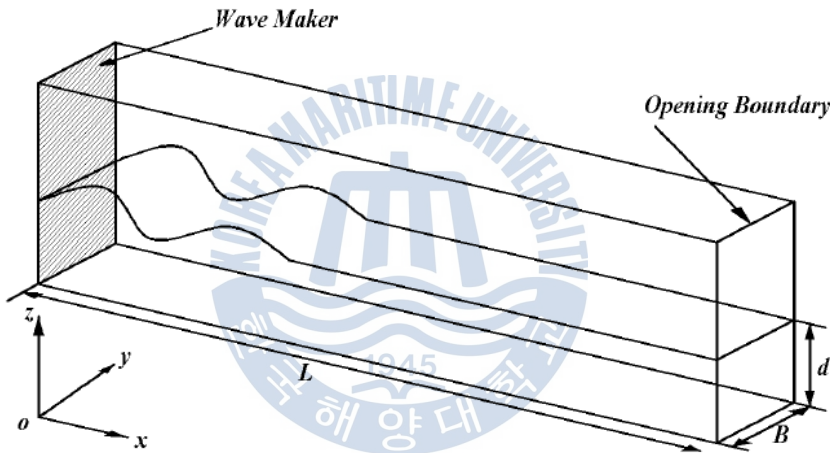


Fig. 3.1.3 Schematics of 3D Numerical Wave Tank

나. 수치방법

본 연구에 사용된 파는 규칙 선형파이고, 피스톤 운동을 하는 조파판은 다음과 같은 방정식에 의하여 지배를 받는다.

$$x(t) = \frac{S_0}{2} \left(1 - e^{-\frac{5t}{2T}} \right) \sin \omega t \quad (3.3)$$

여기서, S_0 은 조파판의 최대 변위를 나타내고 T 는 파의 주기를 나타내고 각속도는 $\omega = 2\pi/T$ 이다.

개구조건에서 Sommerfield 반사 경계 조건 (Sommerfield, 1949)은 수평속도성분과 자유수면 높이 사이의 관계를 얻기 위하여 이용된다. 파 흡수는 x 방향의 개구조건에 인접한 물 입자에 대응하는 속도를 포함한 개구조건의 움직임을 통제함으로 실행이 가능하다.

파 재생과 흡수의 경계의 운동은 UDF (User-Defined Function) 프로그램을 정의함으로 얻을 수 있다. Fluent는 다이나믹 메쉬 모델의 움직이는 경계의 근접한 격자를 재구성 하여 제어하는 layering remeshing 방법도 제공한다. 형상과 메쉬는 격자생성 소프트웨어인 Gambit Ver.2.2로 생성하였고, 유체 경계면에서의 격자는 자유표면의 정확히 예측하기 위해 조밀하게 생성하였다.

지배방정식은 유한체적법 (FVM)을 이용하여 이산화 되고 Second-order upwind discretization은 대류항을 위하여 고려하였다. 압력-속도 커플링은 NITA(Non-Iterative Time Advancement) - PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)알고리즘과 VOF 모델을 겸용하여 계산이 되고, 이는 한 시간스텝 당 오직 1 글로벌 반복만 필요하기 때문에 계산 시간을 크게 줄일 수 있다.

Fluent에서는 파 재생과 흡수 경계를 위하여 대칭기능이 사용되었고 바닥과 챔버 구조는 no-slip 조건의 벽으로 정의하였다. 공기 상과 만나는 계산영역의 위쪽은 압력 출구로 정의 하였다.

다. 수치조파수조의 검증

1) 2-D 수치조파수조

수치조파수조를 길이 200m, 수심 16m로 모델링한 후, 조파판 최대변위 S_0 가 0.8m, 파의 주기 T 가 3.5s인 조건으로 계산 시간스텝을 0.001s로 설정하여 계산을 하였다.

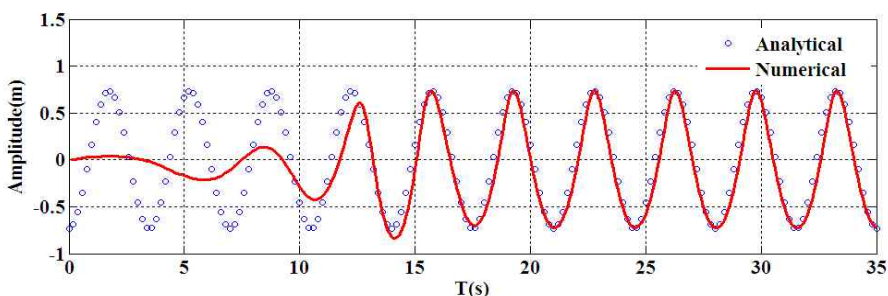


Fig. 3.1.4 Time Series of Wave Elevation at the Position of $x=30m$

수치해석 결과에서 $x=30\text{m}$ 위치의 시간에 따른 파고를 취하여 대응하는 이론계산을 통하여 계산한 결과와 비교를 Fig. 3.1.4에 나타내었다. 그림으로부터 알 수 있듯이 본 모델을 이용하여 계산한 결과가 이론계산을 통하여 계산한 결과와 일치한 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.1.5는 시간이 $24T$ 지났을 때 계산된 파의 프로파일을 나타내어주고 있다. 결과로부터 사용되고 있는 구현된 수치조파 수조가 선형파 이론으로 계산한 결과와 잘 맞는 것을 확인할 수 있다. 또한 수치해석을 통하여 얻은 파고가 이론 계산으로 얻은 파고 보다 조금 작게 나타난 것을 확인할 수 있는데 이것은 계산 시 채택된 난류모델에 의해 야기된 것으로 판단이 된다.

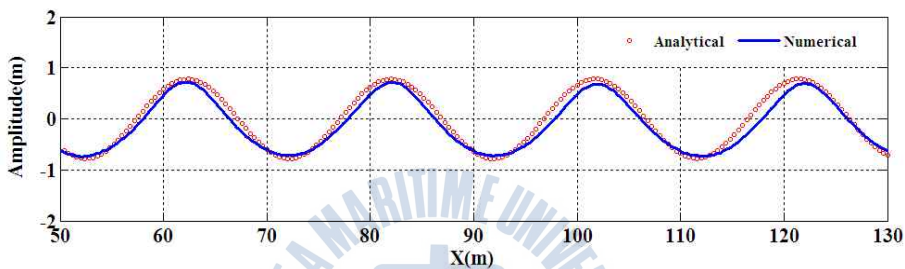


Fig. 3.1.5 Comparison of Wave Profile at $t=24T$

Fig. 3.1.6은 한 주기의 파 프로파일은 1s 시간간격으로 서로 다른 시간에 대하여 나타낸 것이다. 이 결과를 토대로 파가 오랜 시간에 걸쳐 진행되어 가는 문제에도 본 수치조파 수조를 적용할 수 있다고 판단된다.

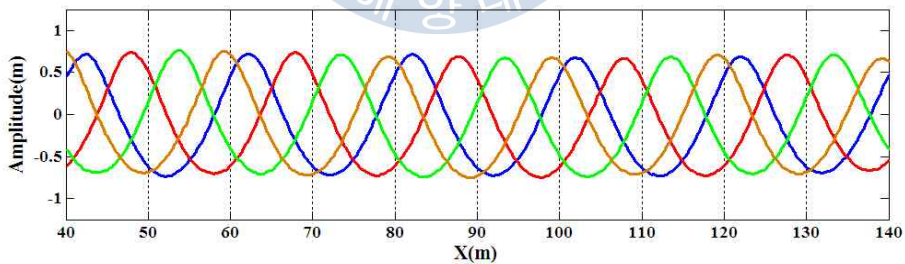


Fig. 3.1.6 Distributions of Wave Profile in One Period

해안 구조물에 의해 반사되는 파가 입사파와 만나서 중복파가 생성된다. 중복파를 모사하기 위하여 파 흡수 경계조건을 수직 벽면으로 대체하여 계산을 수행 하였다. Fig. 3.1.7은 수직 벽 앞에서 파 프로파일을 보여주고 있다. 그림으로부터 확인할 수 있듯이 파 진폭은 입사파 진폭보다 약 2배가량 높다. 이는 본 수치조파수조가 연안 구조물 앞에서 원하는 중복파를 제공할 수 있다는 것을 검증하였다.

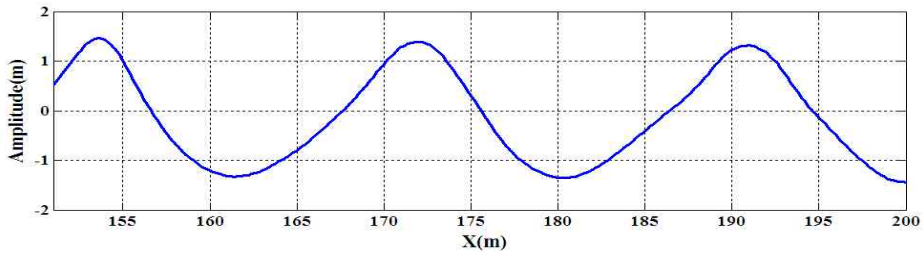


Fig. 3.1.7 Standing Wave Profile in Front of the Vertical Wall

2) 3-D 수치조파수조



Fig. 3.1.8 3D Instantaneous Wave Profile at $t=17T$

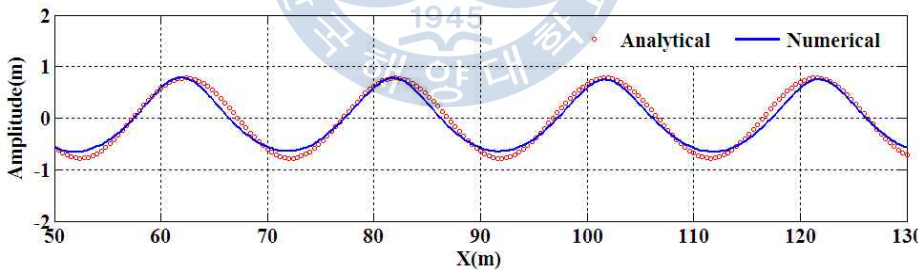


Fig. 3.1.9 Comparison of Wave Profile Distribution at $t=17T$

Fig. 3.1.8은 $t=17T$ 에서 3-D 파 프로파일을 보여 주고 있다. 3-D 파는 협곡과 같은 형태로 재생되고 전달되는 것을 볼 수 있다. 그림 3.1.9는 3-D 조파수조의 중앙 단면의 프로파일($t=17T$)을 보여주고 있는데, 이 또한 파의 진폭이 해석 값 보다 다소 작음을 확인 할 수 있다. 그 이유는 3-D 수치조파수조의 비선형 특성 때문이라고 사료 된다.

3.2 수치조파수조를 이용한 챔버 내 파고 분석

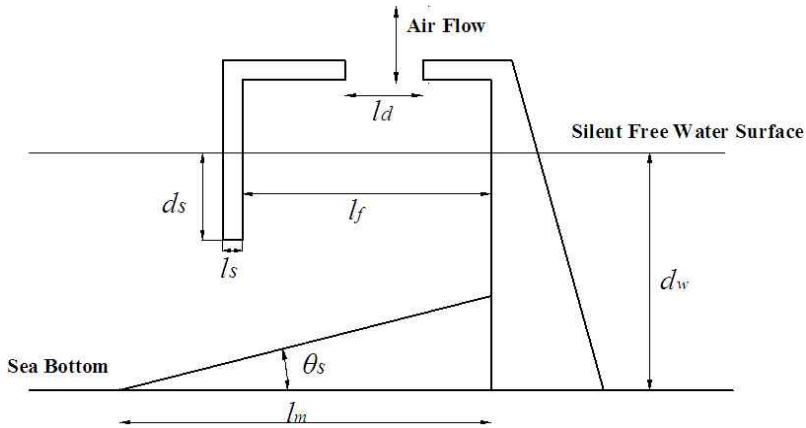


Fig. 3.2.1 Schematics of OWC Air Chamber

OWC형 파력발전장치의 성능을 예측함에 있어서 챔버 내 파고 분석에 대한 연구는 매우 중요한 부분이다. 챔버 내 파의 상하 운동은 챔버 파랑흡수효율과 관련있는 형상 파라미터와 입사파의 파랑조건에 의하여 지배를 받고 물과 공기의 상호작용도 챔버 내 파랑 특성에 영향을 미친다. 본 장의 내용은 이미 Liu et al. (2008), Jin et al. (2010), Liu et al. (2010a)에 의하여 발표되었음을 밝힌다.

Table 3.2.1 Testing Cases of Various Shape Parameters

| Case | l_f (m) | l_s (m) | d_s (m) | l_d (m) | l_m (s) | θ_s (deg.) |
|------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------------|
| 1 | 1.5 | 1.0 | 2.5 | 1.5 | 23.0 | 26.0 |
| 2 | 3.0 | 1.0 | 2.5 | 3.0 | 23.0 | 26.0 |
| 3 | 1.5 | 2.0 | 2.5 | 1.5 | 23.0 | 26.0 |
| 4 | 6.0 | 1.0 | 3.5 | 1.5 | 23.0 | 26.0 |

형상 파라미터들은 통상 챔버 넓이, 스커트 두께, 덕트 사이즈, 바닥 경사 등이 그에 해당된다. 고정식 OWC형 파력발전장치의 개요도를 Fig. 3.2.1에서 보여주고 있는데 d_s 는 스커트의 홀수, l_s 는 스커트의 두께, l_f 는 챔버 폭, l_d 는 덕트 직경을 나타내고 있다.

OWC 공기실을 수치파수조의 한 쪽 후반부에 위치시키고 조파 시스템은 반대쪽끝에 위치시켰다. 수조의 총길이는 320m로 취하였고 수심은 16m로 설정하였다. 입사파의 파랑조건은 진폭이 $a_0 = 0.5m$ 인 선형파이며, 주기 범위는 3.5s에서 10s이다. Table 3.2.1

에 나열한 것과 같이 총 4개 case를 선택하여 계산을 수행한 후에 실험 결과와 비교를 하였다.

Fig. 3.2.2는 챔버 내의 대표적인 경우의 파랑 특성을 나타내고 있다. 파저가 공기실에 도착하면 챔버 내의 자유수면은 스커트 앞의 수위보다 높게 되었다가 내려가게 된다. 파정이 도달하면 수두는 챔버 내의 자유수면을 상승하게 만든다. 챔버 내 자유수면의 수직 운동은 대응하는 실험과 일치함을 보여 주고 있다.

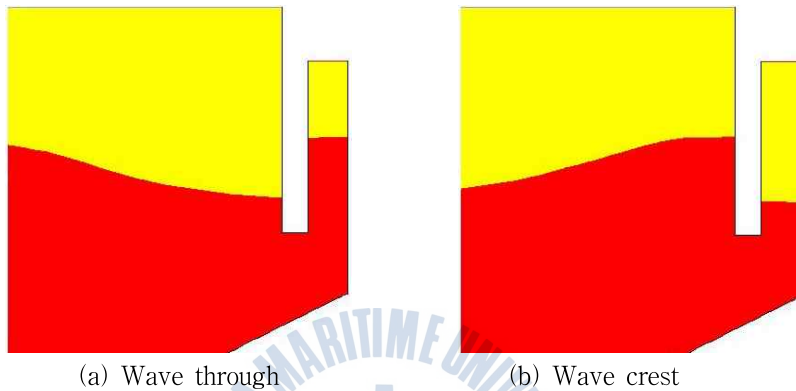


Fig. 3.2.2 Typical Wave Field Distributions in Air Chamber

Fig. 3.2.3은 case 1의 경우를 유입파 주기가 $T=4s$ 일 때 챔버 내 자유수면 파고를 보여주고 있다. 진동하고 있는 주기가 유입파 주기 4s와 동일하게 진동하고 있음을 확인할 수 있다. 또한 공기실내 파고가 입사 파고보다 크게 생성되는 것을 확인할 수 있는데 이것은 공기실의 공진효과 때문에 발생하는 것이다.

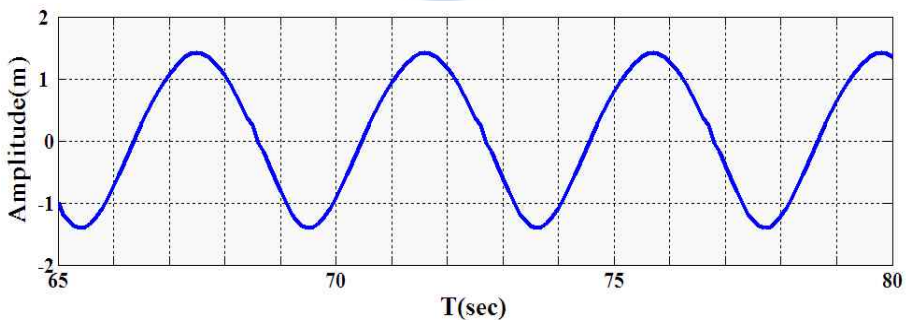
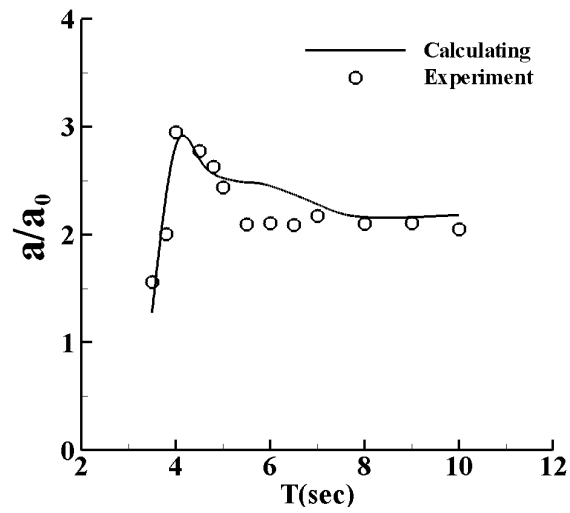
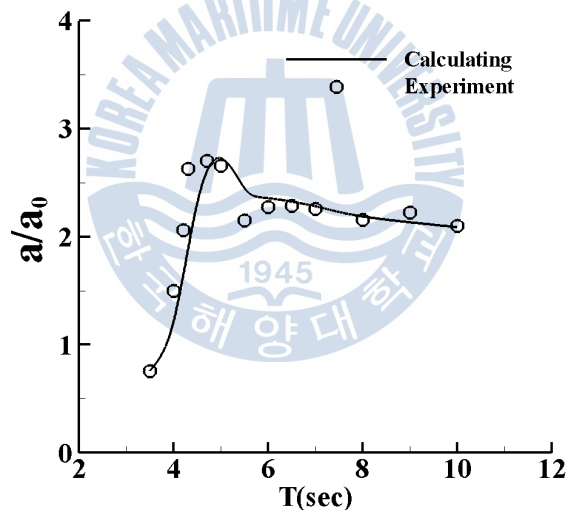


Fig. 3.2.3 Water Elevation in the Air Chamber for Case 1, $T=4s$

Fig. 3.2.4는 공기실에서의 발생하는 진폭을 입사와 진폭으로 무차원한 값을 입사주기에 대하여 각 case별로 도시화하여 해양연구원에서 수행한 실험과 비교를 한 것이다. 전반적인 case에서 실험과 계산이 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

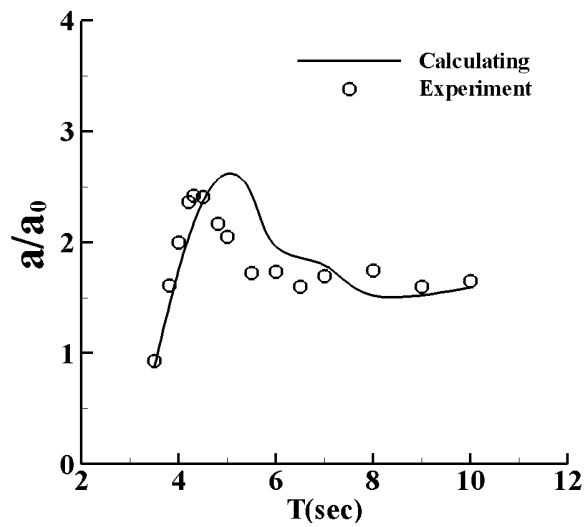


(a) case 1

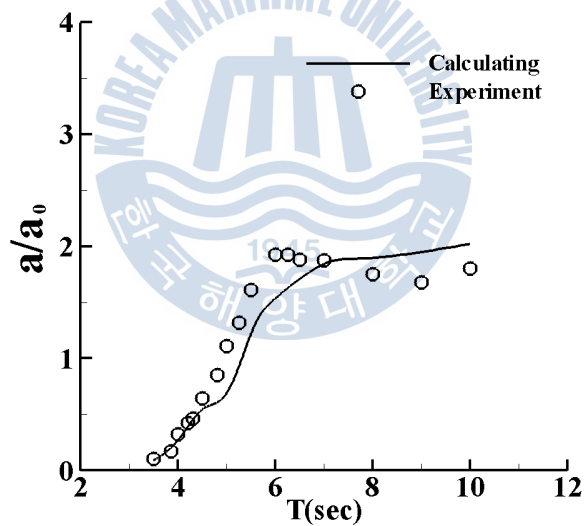


(b) case 2

Fig. 3.2.4 Relative Wave Amplitude Distribution



(c) case 3



(d) case 4

Fig. 3.2.4 Relative Wave Amplitude Distribution

3.3 수치조파수조를 이용한 덕트 내 유속예측

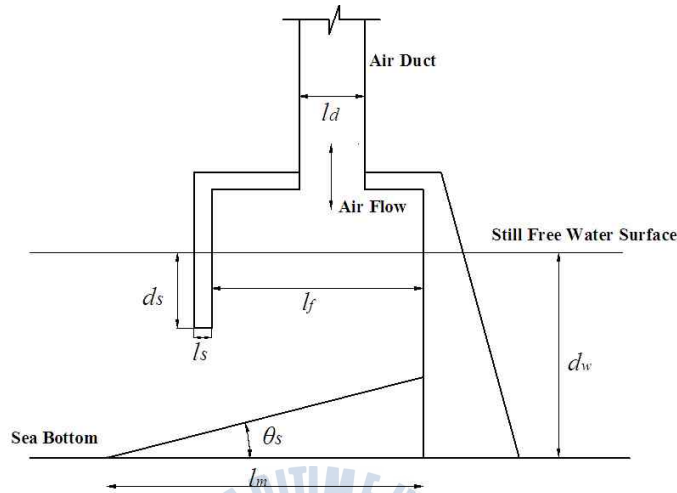


Fig. 3.3.1 Schematics of OWC Air Chamber

OWC 공기실은 파랑 에너지를 공기의 흐름으로 바꾸어 터빈을 회전시키는 것을 목적으로 하기 때문에 챔버 내 파의 운동뿐만 아니라 덕트 내 공기의 흐름도 살펴볼 필요가 있다. Fig. 3.3.1은 고정된 OWC 챔버에 덕트를 설치한 개요도 이다. 여기서 d_s 는 스커트의 흘수, l_s 는 스커트의 두께, l_f 는 챔버 폭, l_d 는 덕트 직경, h_d 는 덕트 길이, A 는 노즐 비를 나타내고 있다. 계산 case는 Table 3.3.1에 나열한 바와 같다. 수치조파수조의 길이는 총 320m이고 입사파 주기의 범위는 3.5s에서 8.0s까지로 하였고 입사파의 진폭은 Table 3.3.1에 정리되어 있다.

Table 3.3.1 Calculating Cases with Various Test Conditions

| Case | $l_f(m)$ | $l_s(m)$ | $d_s(m)$ | $l_d(m)$ | A | $h_d(m)$ | $a_0(m)$ | NWT |
|------|----------|----------|----------|----------|------|----------|----------|--------|
| 1 | 1.5 | 1.0 | 2.5 | 1.5 | 1.0 | 0.0 | 0.38 | 2D |
| 2 | 6.0 | 1.0 | 3.5 | 6.0 | 1.0 | 0.0 | 0.5 | 2D |
| 3 | 6.0 | 1.0 | 2.5 | 2.5 | 2.4 | 13.7 | 0.5 | 2D, 3D |
| 4 | 6.0 | 1.0 | 2.5 | 1.5 | 46.6 | 13.7 | 0.5 | 2D, 3D |
| 5 | 6.0 | 1.0 | 3.5 | 1.5 | 46.6 | 13.7 | 0.5 | 2D, 3D |

챔버 내 진동수주의 변화를 무차원값인 상대파고로 Fig. 3.3.2에 나타내었다. 2D계산 결과의 파고를 입사파고로 무차원하여 나타내었는데, 진동 주기는 입사파의 주기와 거

의 비슷함을 확인 할 수 있다. 챔버 폭이 작은 Case 1인 경우에는 수주의 진동 현상이 거의 사인 규칙파와 비슷하지만, 챔버 폭이 넓어짐에 따라 공기실내 수지의 진동현상은 보다 복잡해 졌음을 확인 할 수 있다.

Fig. 3.3.4는 챔버 상단에 원형 실린더가 설치된 경우의 수주가 공기실내에서 진동하는 현상을 나타낸 그림이다. 완전히 열린 경우와 비교했을 때, 챔버 내의 상대파고는 줄어들었음을 확인 할 수 있다. 이는 덕트 때문에 공기실내의 압력이 증가하여 수주의 운동을 방해했기 때문이다. Case 4의 챔버 내 발생하는 압력의 변화를 Fig. 3.3.4에 보여주고 있다. 그림으로부터 확인 할 수 있듯이 압력의 변화는 진동수주의 변화와 비교했을 때 $\pi/4$ 의 위상차이가 있음을 확인 할 수 있다. 이로부터 압력이 진동수주의 움직임을 감소시킴을 확인 할 수 있다.

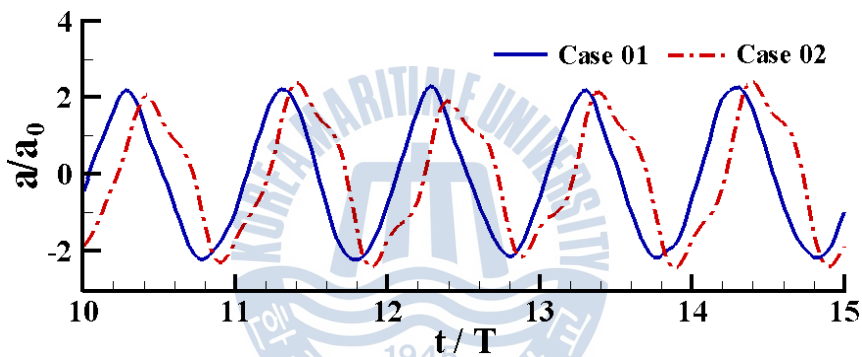


Fig. 3.3.2 Water Column Elevation in the Chamber ($T=6.0s$)

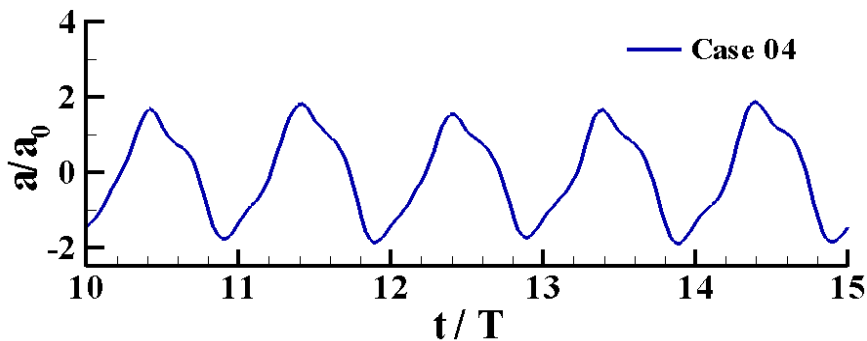


Fig. 3.3.3 Water Column Elevation in the Chamber ($T=6.0s$)

Fig. 3.3.5는 덕트 내 공기의 변화를 나타낸 그림이다. 공기의 변화는 압력과 자유수면에 비해 비교적 안정적인 것을 확인 할 수 있는데 이는 계측한 포인트가 자유수면으로부터 멀리 떨어져 있기 때문이라고 사료된다. 공기실내 자유수면의 운동, 압력 변화, 덕트 내 유속의 변화 주기는 모두 입사파 주기와 일치했다.

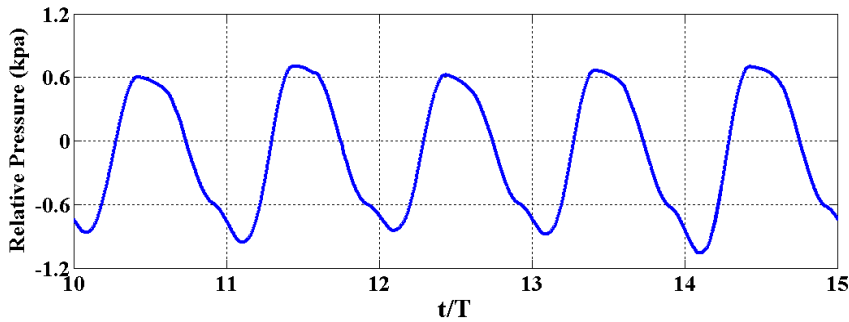


Fig. 3.3.4 Time History of Relative Pressure in the Chamber (Case 4 $T=6.0s$)

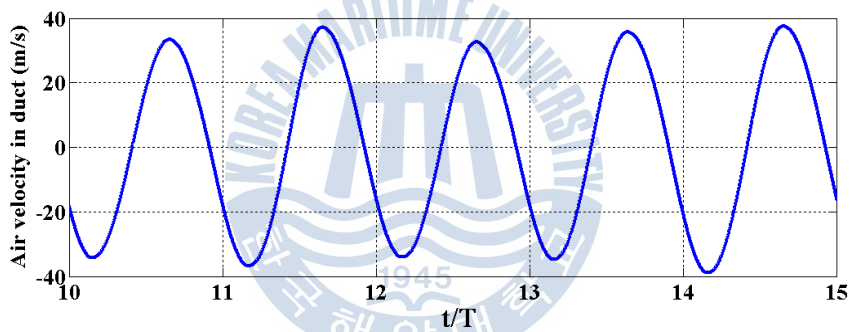
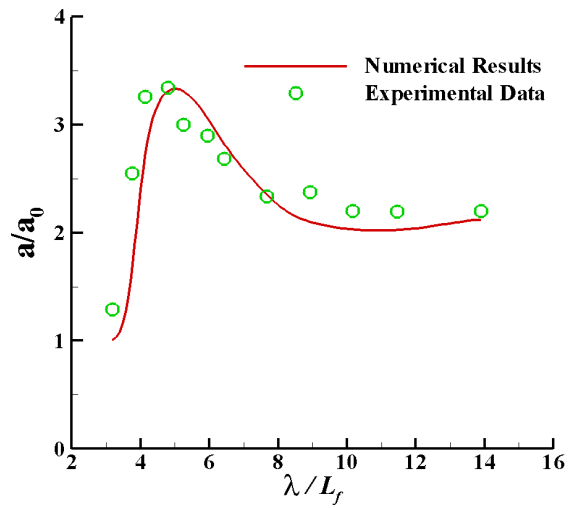
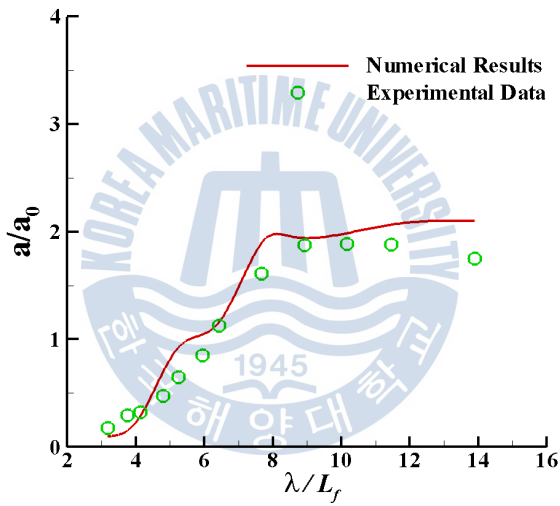


Fig. 3.3.5 Time History of Air Velocity in the Duct (Case 4 $T=6.0s$)

Fig. 3.3.6은 Case 1과 2의 계산결과를 각 입사파 주기에 실험 결과와 비교한 그림이다. 실험결과는 MOERI에서 수행한 결과를 사용하였다. Y축은 상대 진폭을 나타내고 X축은 파장과 공기실의 폭 비로 나타내었다. Fig. 3.3.6 (a)는 case 1인 경우의 상대진폭을 각 입사파주기에 따라 나타낸 그림이다. 파장이 커짐에 따라 상대진폭이 증가함을 보이다가 2 정도에서 수렴하는 것을 확인 할 수 있는데 이는 중복파 때문에 일어나는 현상으로 사료된다. 수치해석 결과도 실험결과와 일치한 것을 확인 할 수 있다.



(a) Case 1



(b) Case 2

Fig. 3.3.6 Relative Wave Amplitude Distribution with the Wave Length Ratio Variation

Fig. 3.3.6 (b)는 case 2의 수치해석 결과와 실험결과를 비교한 그림이다. 상대진폭은 입사파 진폭이 증가함에 따라 증가함을 보이다가 2 정도에서 수렴됨을 확인 할 수 있다. 실험결과와도 아주 비슷한 경향을 보이고 있다.

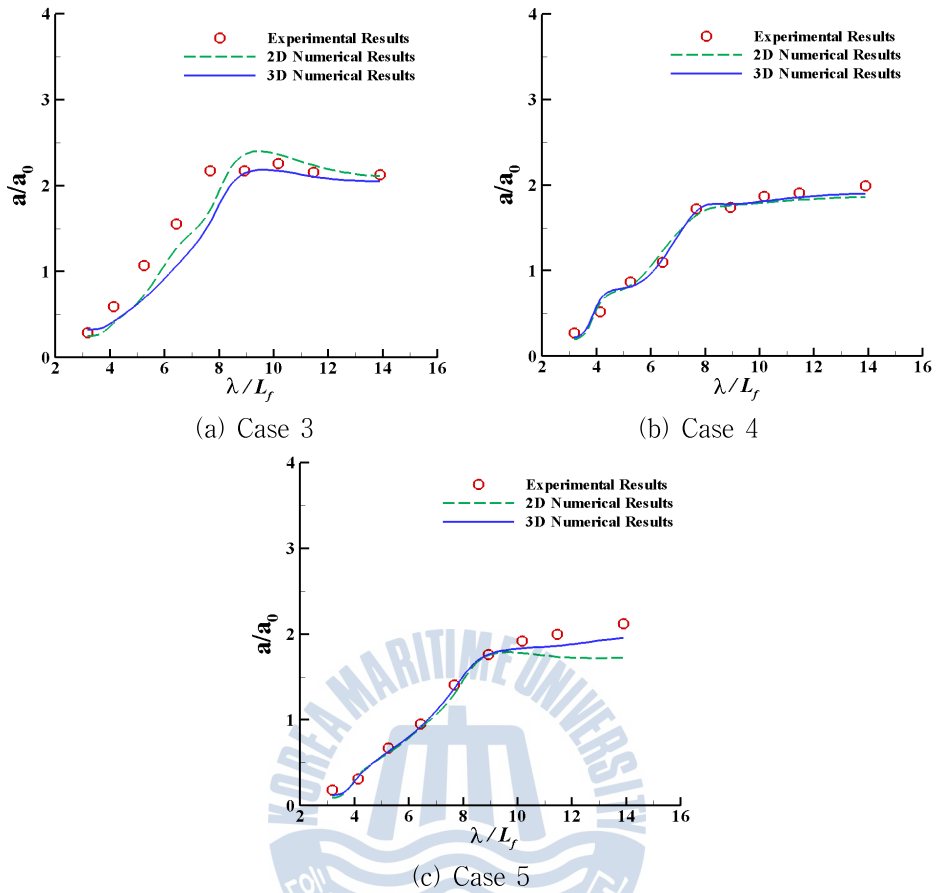


Fig. 3.3.7 Comparison of Relative Wave Amplitude Distributions with the Wave Length Ratio Variation

Fig. 3.3.7은 Case 3 ~ 5의 상대파고를 계산결과와 실험결과를 비교한 그림이다. Case 3은 쉽게 직접 2D로 고려할 수 있지만, Case 4와 5는 노즐 비로 2D의 덕트 직경을 고려하였다. 3D 계산에서 공기실의 길이는 13.72m 로 고정하였다. 챔버 내의 상대파고를 모니터링한 위치는 공기실의 정 중앙부분으로 정하였다. 그림으로부터 챔버 내 자유수면의 움직임은 2D와 3D 모두가 거의 비슷한 경향을 보이고 있음을 확인 할 수 있다. 2D 결과가 조금 크게 확인 된 것은 3차원 효과 때문에 3D 계산 결과가 조금 작게 확인 된 것으로 사료된다. 하지만 전체적으로 실험결과와 거의 일치한 경향을 보이는 것을 확인 할 수 있다. 또한 모든 결과는 파장이 증가함에 따라 상대 진폭도 증가하다가 2 근처에서 수렴되는 것을 확인 할 수 있다.

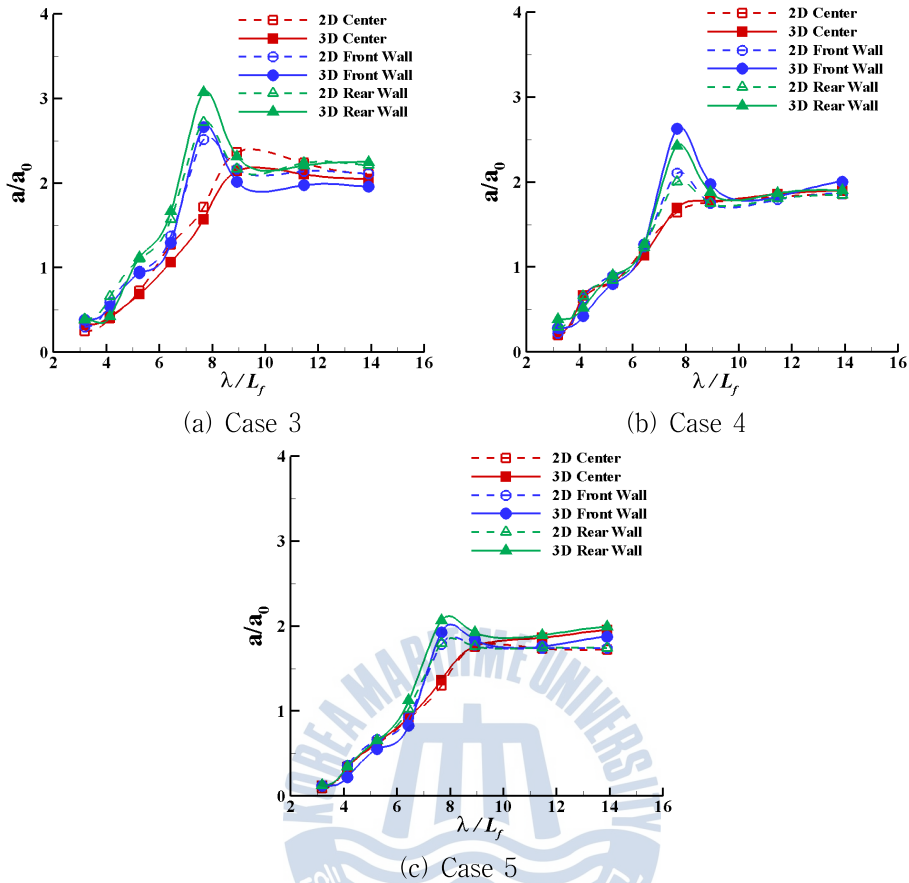
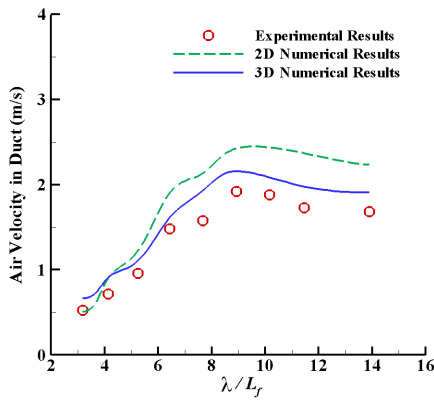


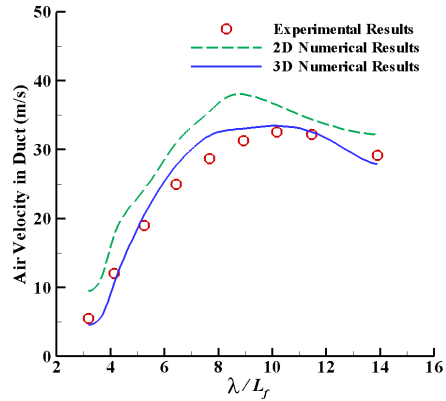
Fig. 3.3.8 Comparison of Relative Wave Amplitude Distributions with the Wave Length Ratio Variation at different monitor points

Fig. 3.3.8은 공기실내의 상대파고를 서로 다른 위치에 따라 정리해놓은 그림이다. 그림으로부터 확인 할 수 있듯이, 위치에 따라 수면이 움직임이 다소 다름을 확인 할 수 있다. 특별히 파장/폭 비가 8인 지점에서 차이가 많이 나는데, 이는 해당 입사와 조건에서 수면이 움직임이 심하다는 것을 의미한다. 또한 이 구간이 공기실과 입사파가 만나서 공진이 발생하는 구간이어서 수면의 많이 출렁일 것으로 사료된다. 이는 본 모델이 복잡한 자유수면의 출렁이는 현상까지 예측할 수 있음을 증명하고 있다.

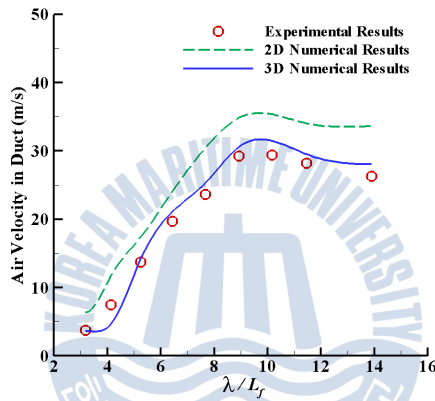
Fig. 3.3.9는 배기 시, 덕트 내에 발생하는 평균유속을 각 입사와 주기에 대하여 나타낸 그림이다. 그림으로부터 확인 할 수 있듯이 모든 계산 결과가 실험값보다 크게 예측이 되었음을 확인 할 수 있다. 2D 결과는 이상적인 상태이기 때문에 과대하게 유속이 예측 되었고, 3D 결과는 어느 정도 실험결과와 일치함을 확인 할 수 있다.



(a) Case 3



(b) Case 4



(c) Case 5

Fig. 3.3.9 Comparison of Positive Amplitude Distributions of the Air Flow Velocity in the Duct with the Incident Wave Period Variation

이상의 실험과 계산결과의 비교로 구축된 수치조파수조가 챔버 내의 진동수주의 움직임을 정확하게 예측하고 있음을 확인하고 있다. 2D 결과는 실험값보다 다소 크게 예측이 되었지만 3D 결과는 챔버 내의 상대진폭 뿐만 아니라 덕트 내 유속 까지도 정확하게 예측하고 있음을 확인 할 수 있다. 이는 챔버 내의 압력까지도 정확하게 예측함을 증명한다.

3.4 노즐-공기실 면적비의 영향

덕트 내에 발생하는 왕복 공기의 흐름은 공기실내의 압력변화 때문에 발생하는 것이다. 챔버 내의 압력변화는 진동수주와 복잡한 상호작용을 통해서 발생하게 된다. 만약 다양한 덕트가 있다면, 이에 따라 챔버 내의 압력변화도 변하게 될 것이고 자유수면도 상호작용에 의하여 영향을 받게 될 것이다. 결국 덕트 내에 발생하는 유량도 변하게 되어서 시스템 전체의 성능에도 영향을 미치게 된다.

본 연구에서는 공기실의 폭과 길이를 각각 13.72m, 8.0m로 고정하고, 실린더형 덕트의 직경을 1.0m에서 3.0미터까지 변화 시키면서 계산을 수행하였다. 공기실이 완전히 열린 경우, 노즐 - 공기실 면적비 A 는 1이 된다. 가장 대표적 입사파 $\lambda/l_f=6.7$ 을 선택하여 연구에 적용하였는데, 주기 $T=6.0s$ 인 경우이다.

Fig. 3.4.1은 노즐 - 공기실 면적비에 따른 챔버 내의 시간 평균 상대파고의 영향을 나타낸 그림이다. 면적비가 커진다는 것은 덕트의 직경이 작아짐을 의미한다. 직경비가 50까지 증가하는 구간에서는 상대파고가 급격하게 감소하고, 그 이후부터는 상대적으로 감소율이 완만함을 확인 할 수 있다. 이는 면적비가 증가함과 동시에 챔버 내의 압력도 증가하여 자유수면의 움직임을 방해하고 있다는 것을 의미한다.

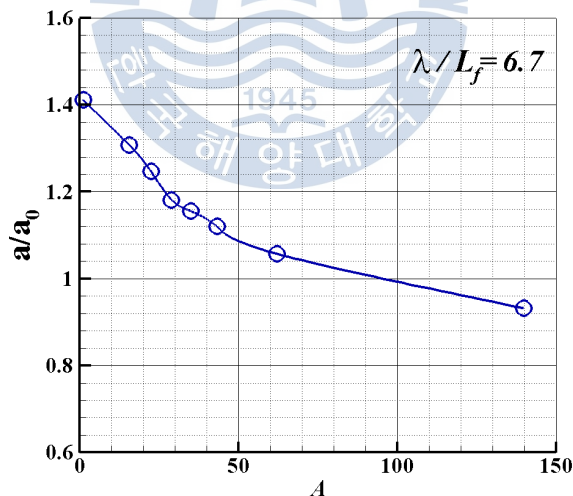


Fig. 3.4.1 Effects of Nozzle Area Ratios on the Relative Wave Amplitude

Fig. 3.4.2는 노즐 - 공기실 면적비에 따른 덕트 내 발생하는 유량의 변화에 따른 영향을 나타내고 있다. 면적비가 40 미만인 경우에는 유량의 변화가 상대적으로 적게 나

타나는데, 이는 덕트의 면적이 감소함으로 인하여 발생하는 압력이 그다지 크지 않다는 것을 의미한다. 하지만 그 이후부터는 급격히 감소하는 경향을 보이는데, 챔버 내의 압력과 자유수면의 복잡한 상호작용을 거쳐서 유량에도 영향을 미치는 것으로 사료된다. Fig. 3.4.3은 유량을 유속으로 바꾸어 나타낸 그림이다. 덕트의 단면적이 줄어들었기 때문에 오히려 면적비의 증가와 함께 커지고 있음을 확인 할 수 있다.

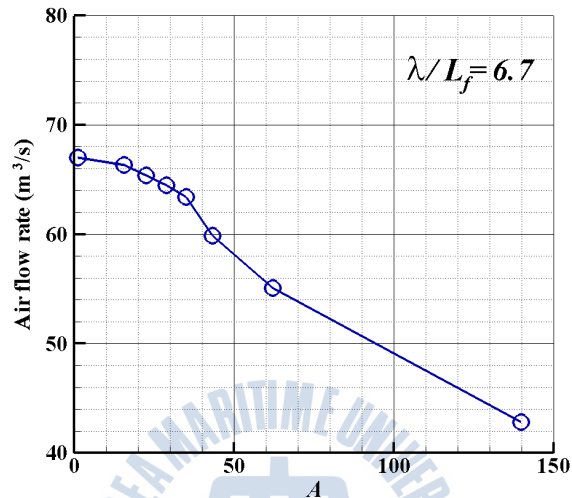


Fig. 3.4.2 Effects of Nozzle Area Ratios on the Air Flow Rate

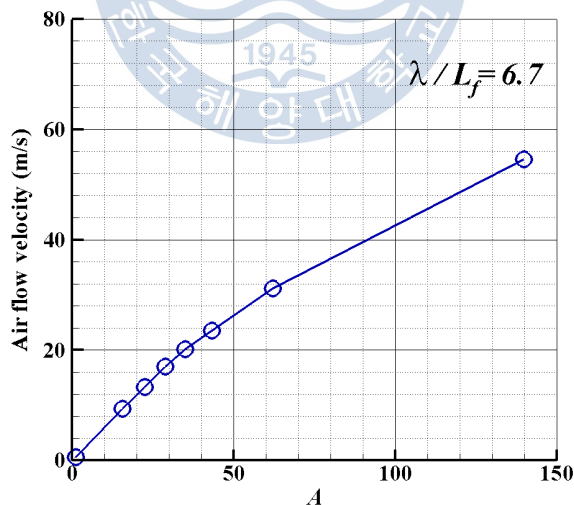


Fig. 3.4.3 Effects of Nozzle Area Ratios on the Air Flow Velocity

3.5 파랑집중장치의 영향

3.5.1 싱글 덕트 시스템

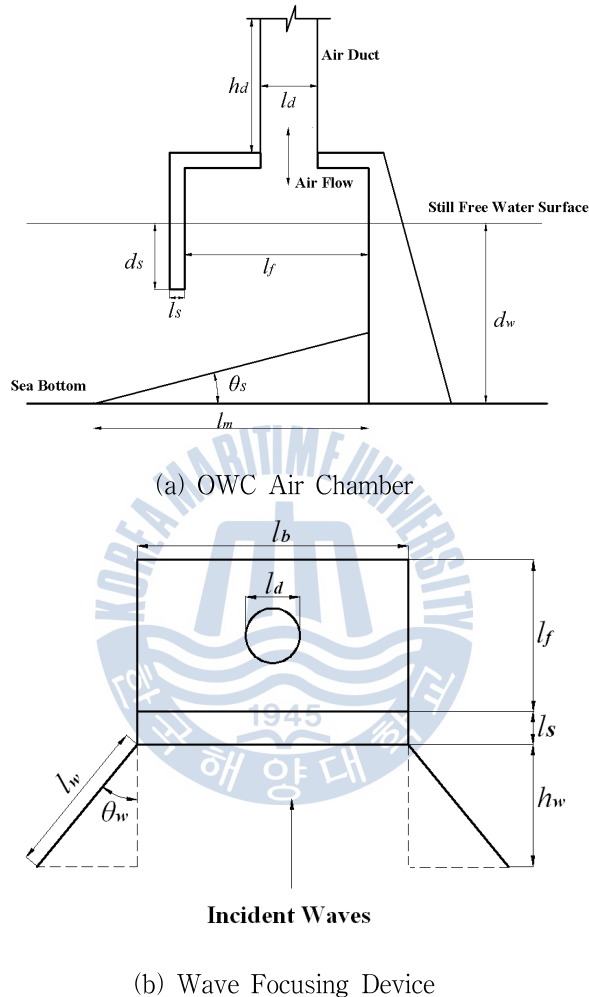


Fig. 3.5.1 Schematics of OWC Chamber and Wave Focusing Device

OWC형 파력발전시스템의 효율을 향상시키기 위하여 1차 변환장치인 공실의 성능을 개선할 필요가 있다. 본 연구에서는 공기실의 성능을 향상시키기 위하여 챔버 전단에 파랑집중장치(Wave Focusing Device)를 설치하여 에너지 흡수효율을 향상시키고자 하였다. Fig. 3.5.1은 공기실이 개요도를 나타내고 있는데 챔버 상부에 하나의 덕트가 달려있는 경우이다. 파랑집중장치는 입사파 진행 방향과 마주보는 챔버 전단에 설치되어

있다. 격자 생성의 편의를 위하여 파랑집중장치의 깊이는 챔버 바닥까지 내려간다고 가정하였다. 때문에 깊이의 영향은 고찰하지 않았다.

공기실의 치수는 다음과 같다. 스커트의 홀수 $d_s=2.5\text{m}$, 스커트의 두께 $l_s=1.0\text{m}$, 챔버 길이 $l_f=6.0\text{m}$, 폭 $l_b=13.72\text{m}$ 덕트 직경 $l_d=2.0\text{m}$ 이고, 수심은 16m 이다. 챔버 하단의 경사각은 26° 로 고정하였고, 파랑집중장치의 입사파 방향 연직길이 h_w 와 각도 θ_w 의 영향에 대하여 고찰하였다. 계산 Case는 총 13가지를 선택하여 Table 3.5.1에 정리하여 놓았다. 사용된 입사파 주기의 범위는 $3.5\text{s} \sim 8.0\text{s}$ 이고 파고는 2m 로 고정하였다.

Table 3.5.1 Testing Case in the Numerical Simulation

| Case | h_w (m) | θ_w ($^\circ$) | Case | h_w (m) | θ_w ($^\circ$) |
|------|-----------|-------------------------|------|-----------|-------------------------|
| 01 | 0 | 0 | 08 | 4.0 | 45 |
| 02 | 1.0 | 30 | 09 | 8.0 | 45 |
| 03 | 2.0 | 30 | 10 | 1.0 | 60 |
| 04 | 4.0 | 30 | 11 | 2.0 | 60 |
| 05 | 8.0 | 30 | 12 | 4.0 | 60 |
| 06 | 1.0 | 45 | 13 | 8.0 | 60 |
| 07 | 2.0 | 45 | | | |

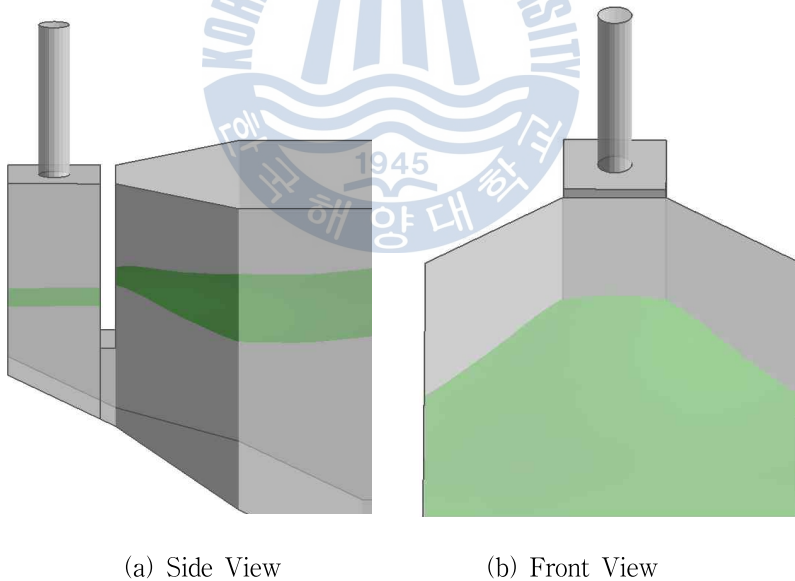


Fig. 3.5.2 3D Instantaneous Snapshot of Free Water Surface Inside WFD, Case 09, T=5.0s

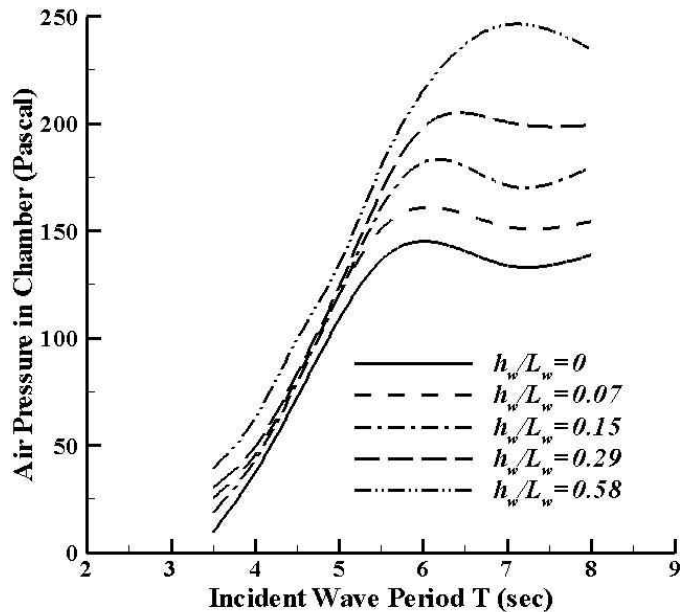
Fig. 3.5.2는 파랑집중장치가 설치되어 있는 경우, 챔버 주변의 자유수면 운동의 순간 현상을 나타낸 그림이다. 파랑집중장치가 입사파를 집중시켜 좁으로 인하여 스커트 전

단에서의 파고가 입사파 파고보다 높아 졌음을 확인 할 수 있다. 이로 인하여 챔버 내로 전달되는 파력에너지가 증가하게 되고, 공기실의 성능도 향상되게 된다.

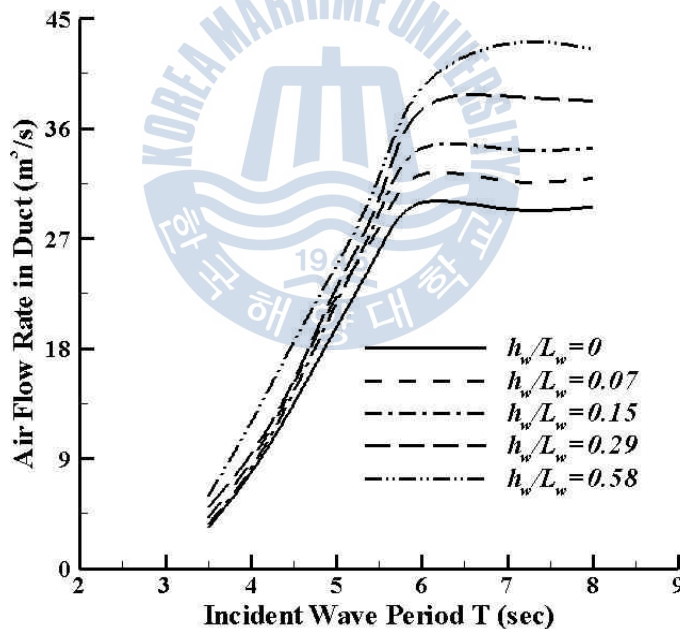
Fig. 3.5.3 ~ 3.5.5는 파랑집중장치의 연직길이의 영향을 3가지 각도에 대하여 나타낸 그림이다. 여기서 연직길이는 길이로 무차원하여 표시하였고, 챔버 내의 압력변화와 덕트 내의 유량의 변화로 그 영향을 고찰하였다. 챔버 입장에서 2차 변환장치에 전달하는 물리량이 유량이기 때문에 자유수면의 운동 보다는 상위 두 파라미터가 모두 유용하다. Fig. 3.5.3은 파랑집중장치 각도가 30° 인 경우인데, 작은 주기 범위에서는 그 영향이 미미한 것을 알 수 있다. 반면, 입사파 주기가 6s 이상이 되면 유량이나 압력의 증가는 수렴해 가는 것을 확인 할 수 있고 유량도 최대 40%의 증가를 보였다.

거의 비슷한 경향을 파랑집중장치의 각도가 45° , 60° 인 경우에도 나타나고 있다. 파랑집중장치가 없는 경우의 유량이 있는 경우보다 현저하게 적게 산정됨을 확인 할 수 있다. 최대 유량은 입사파 주기가 7s인 경우에 나타나고 있음을 알 수 있다. 결론적으로 파력에너지 변환효율은 파랑집중장치의 연직길이의 증가에 따라 증가하고 있음을 확인 할 수 있다.

Fig. 3.5.6은 파랑집중장치의 전개 각도에 대한 영향을 고찰한 결과이다. 본 연구에서 사용된 입사파 주기는 7s이다. 파랑집중장치의 연직길이가 고정된 상태에서 전개 각도의 증가는 챔버 내의 압력과 덕트 내의 유량을 증가시키고 있음을 확인 할 수 있다. 입사파 주기가 7s인 경우, 전개 각도가 15° 증가하면 산정되는 유량은 약 20%가 증가하고 있음을 알 수 있다. 하지만 구조물의 크기 증가로 인한 파력증가도 초래하기 때문에 신중하게 고려해야 한다.

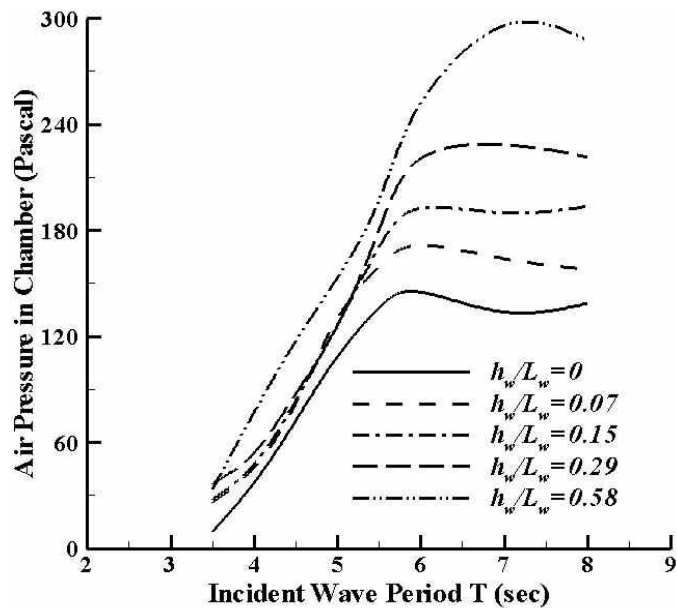


(a) Air pressure variation

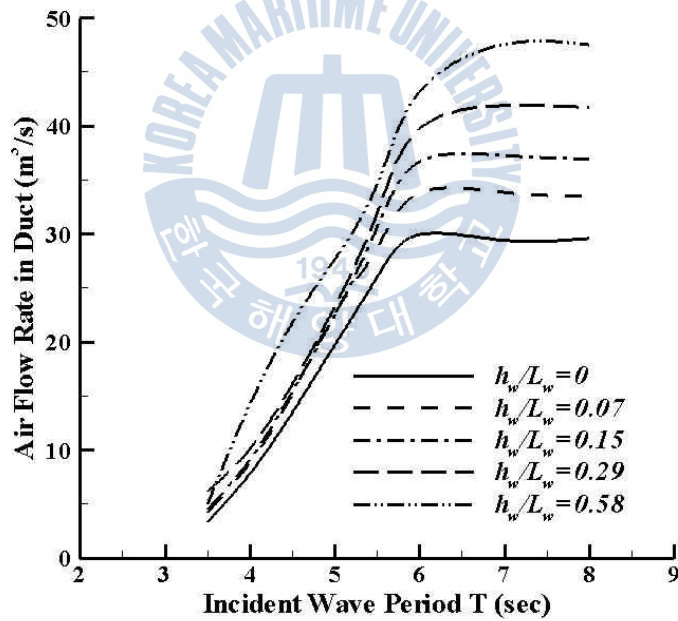


(b) Air flow rate variation

Fig. 3.5.3 Effects of WFD Wall Length on Performance of OWC Chamber, $\theta_w = 30^\circ$

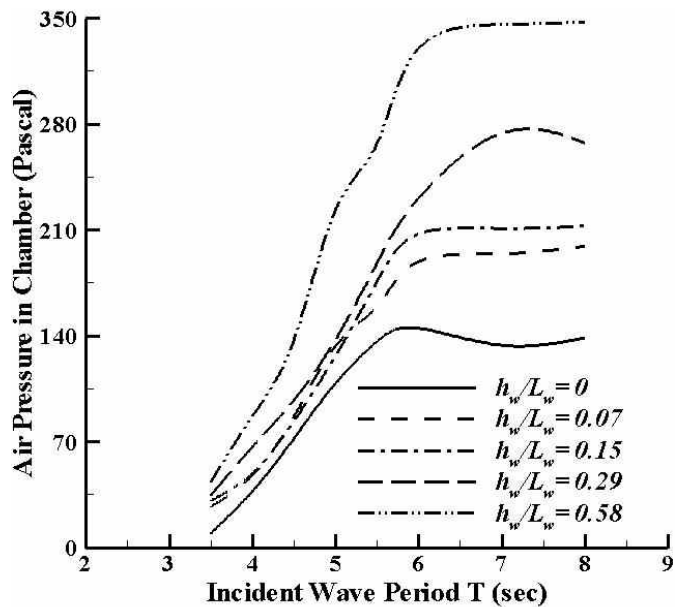


(a) Air pressure variation

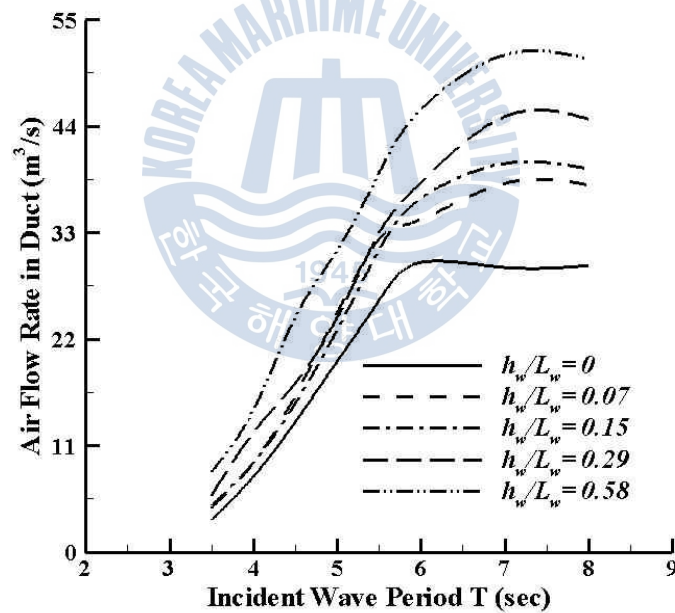


(b) Air flow rate variation

Fig. 3.5.4 Effects of WFD Wall Length on Performance of OWC Chamber, $\theta_w = 45^\circ$

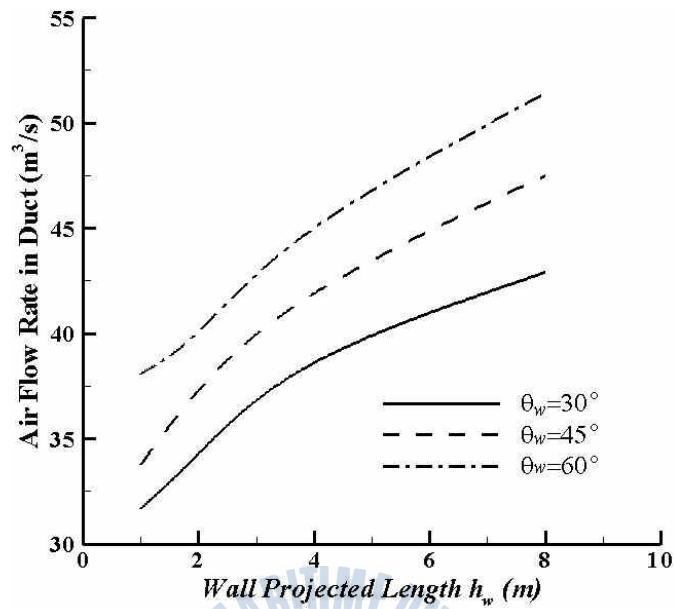


(a) Air pressure variation

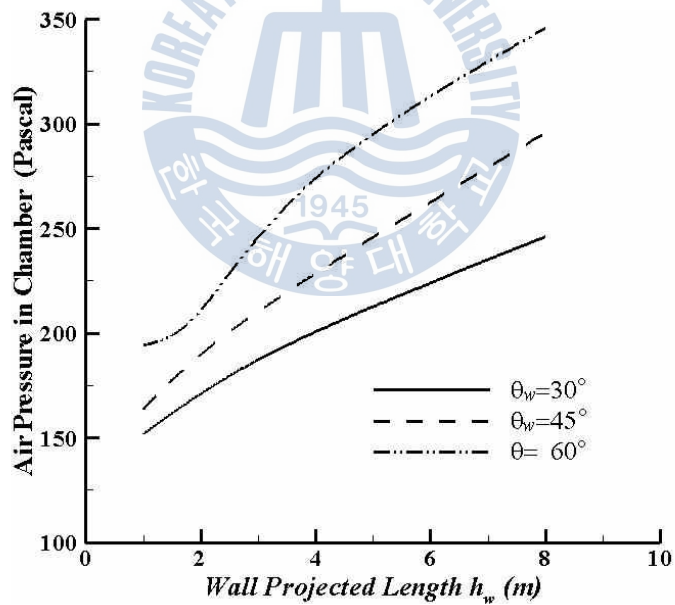


(b) Air flow rate variation

Fig. 3.5.5 Effects of WFD Wall Length on Performance of OWC Chamber, $\theta_w = 60^\circ$



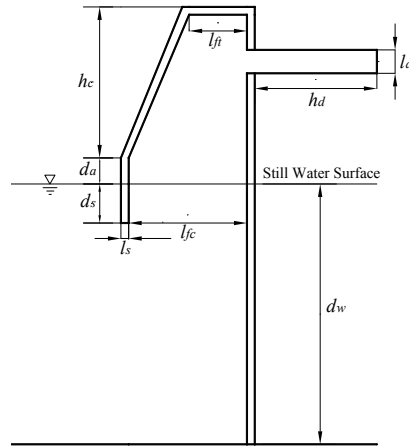
(a) Air pressure variation



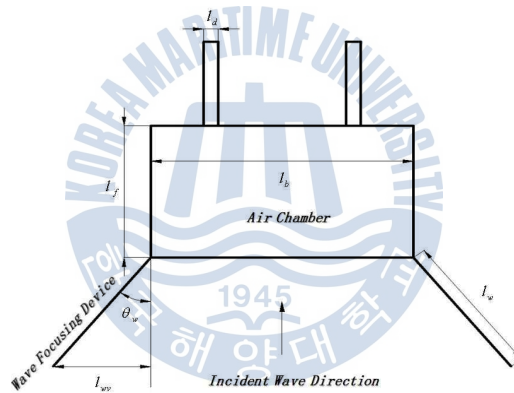
(b) Air flow rate variation

Fig. 3.5.6 Effects of WFD Expending Angles on Performance of OWC Chamber

3.5.2 듀얼 덕트 시스템



(a) OWC air chamber



(b) Wave Focusing Device

Fig. 3.5.7 Schematics of OWC Chamber with Dual Duct Installed on the Side

500kW급 용수 시험파력발전소에 설치되는 구조물, 즉 공기실에 파랑집중장치를 설치했을 때, 어떤 효과를 볼 수 있는지에 대한 연구를 수행하고자 Table 3.5.2와 같은 제원을 가지는 공기실에 대하여 수치해석을 수행하였다. 공기실의 형상은 Fig. 3.5.7에 나타난 바와 같고 파랑집중장치도 그림과 같이 설치하였다. 이 경우에도 파랑 집중장치의 침수깊이에 대한 고찰은 하지 않았기 때문에 구조물 상단에서 바닥까지 설치하였다. 구조물의 형상이 2가지가 있는데, 첫 번째 형상으로는 전개 각도의 영향에 대하여 고찰하였고, 두 번째 형상으로는 파랑집중장치의 폭방향 길이의 영향에 대하여 고찰하였다. 두 경우 모두 0.48D의 오리피스를 설치하였다.

Table 3.5.2 Shape Parameters for the Double-duct System

| Item \ Case | 01 | 02 |
|--------------------|--------------|--------------|
| Duct Number | 2 | 2 |
| d_w | 20 | 15 |
| l_f | 9.1 | 10.0 |
| l_s | 0.6 | 0.6 |
| l_d | 1.8 | 1.8 |
| l_c | 35 | 35 |
| d_s | 3.0 | 3.0 |
| h_e | 33.0 | 33.0 |
| h_d | 10.0 | 10.0 |
| θ_s | 0° | 0° |
| d_a | 2.0 | 2.0 |
| h_c | 11.0 | 11.0 |
| l_{ft} | 4.45 | 4.45 |
| l_a | 10.0 | 10.0 |
| l_i | 0.86 (0.48D) | 0.86 (0.48D) |
| Wave Focusing Arms | Installed | Installed |

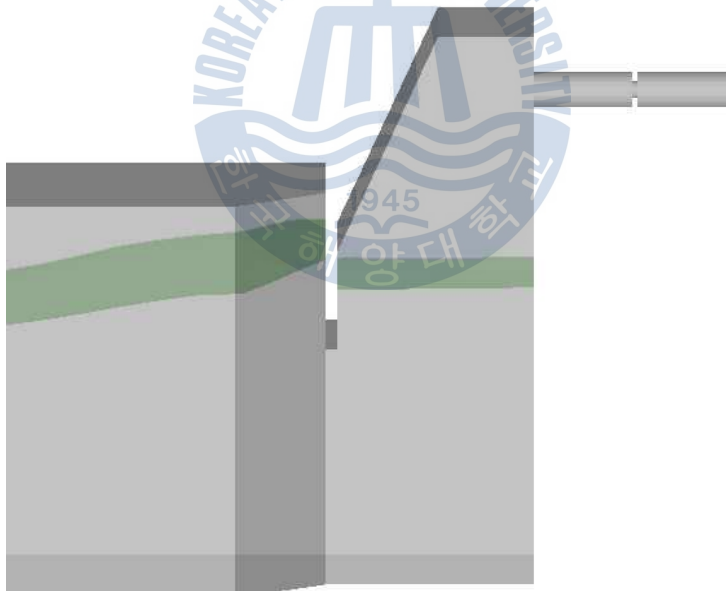
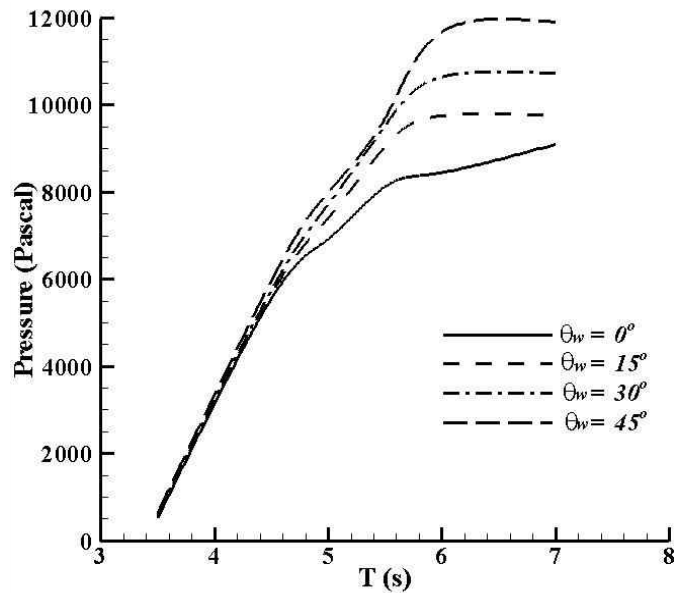
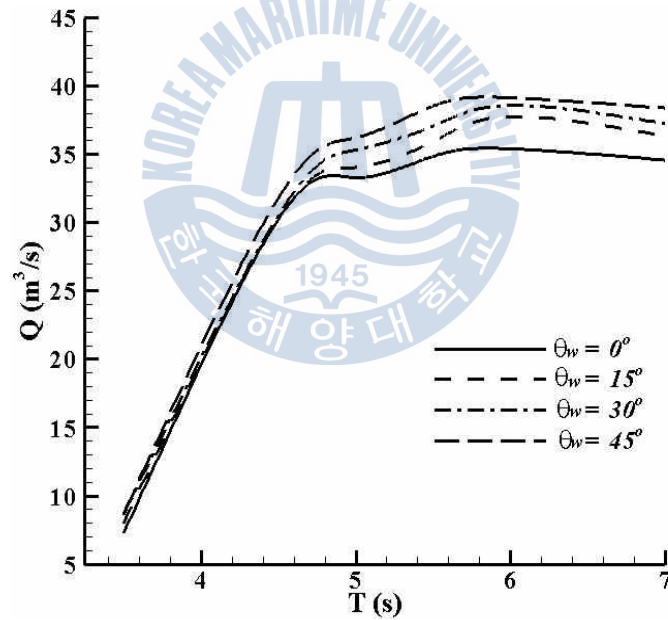


Fig. 3.5.8 Instantaneous Snapshot of Free Surface for Double-duct System

챔버 내부와 외부의 자유수면 운동의 순간현상을 Fig. 3.5.8에 나타내었다. 싱글 덕트를 설치한 공기실의 자유수면 운동 현상과 다른 점이 없음을 확인 할 수 있다.

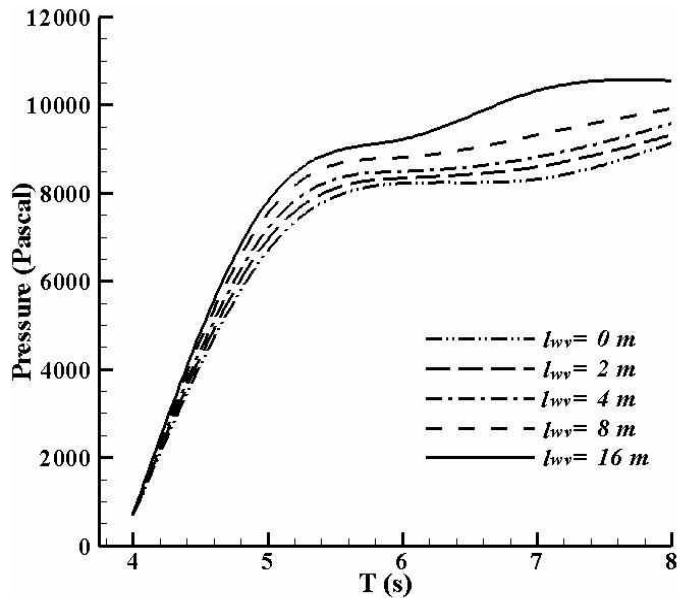


(a) Air pressure variation

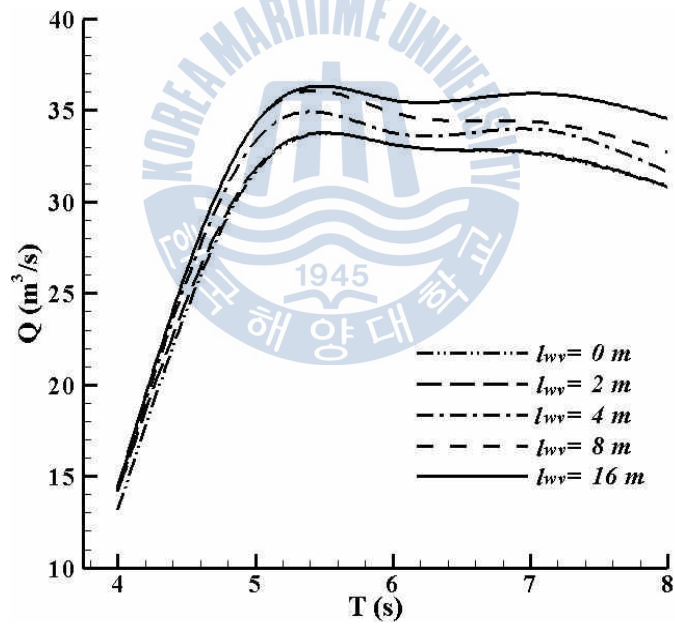


(b) Air flow rate variation

Fig. 3.5.9 Effects of WFD Expanding Angles on Performance of OWC Chamber, $l_w=8.0\text{m}$



(a) Air pressure variation



(b) Air flow rate variation

Fig. 3.5.10 Effects of WFD Wall Lengths on Performance of OWC Chamber, $\theta_w = 60^\circ$

Fig. 3.5.9는 파랑집중장치의 전개 각도가 공기실의 성능에 미치는 영향을 고찰하여 나타낸 결과이다. l_w 는 파랑집중장치의 길이를 의미하고 본 계산에서는 8.0m로 고정하고 전개각도만 바꾸었다. 입사와 주기에 따른 챔버 내의 압력변화와 덕트 내의 유량 변화 경향은 싱글 덕트 공기실과 거의 비슷하였다. 또한 입사와 주기가 5.0s보다 작은 경우에서 파랑집중장치의 영향이 거의 없었다.

입사와 주기가 5.0s 보다 큰 범위에서는 챔버 내의 압력변화는 차이가 최대 50% 정도가 났지만, 덕트 내의 유량 변화는 그다지 크게 나지 않았다. 최대 각도인 45°의 경우, 0°의 경우 보다 최대 8.6%의 유량증가만 예측되었다. 때문에 파랑집중장치의 영향은 목적했던 것 보다 좋은 성능을 보이지 못한 것으로 확인 되었다.

Fig. 3.5.10은 파랑집중장치의 전개 각도를 고정하고, 폭방향 길이를 증가시키면서 계산한 결과를 보여주고 있다. 결과로부터, 챔버 내의 압력변화나 덕트 내의 유량변화는 전개 각도의 결과와 거의 비슷한 경향을 보이고 있는 것을 확인 할 수 있다. 입사와 주기가 큰 범위에서 약 8%정도의 성능향상만 예측 되었다.

총체적으로, 파랑집중장치는 싱글 덕트 시스템인 경우에는 굉장히 큰 성능향상을 가져다 줬지만, 듀얼 덕트인 경우에는 상대적으로 영향이 적었다. 장주기의 입사파인 경우, 성능이 다소 향상 되었지만 전개 각도나 길이가 충분히 길어야 된다. 이는 또한 입사파와 접하는 구조물 면적의 증가를 초래함으로 구조물이 받는 파력도 증가하게 된다.

3.6 결론

본 장에서는 수치조파수조를 이용하여 챔버 내의 수면의 운동과 압력변화 및 덕트내 유량의 예측에 대하여 다루었다. 구축된 수치조파수조는 이론치와 비교분석하여 검증작업을 완료하였다. 수치해석을 이용한 챔버 내 파고의 분석에서는 챔버 길이와 출구 직경이 같을 경우, 특정 입사파 주기에서 공진현상이 일어나 상대파고가 급격히 상승하는 구간이 있는 것으로 확인 되었다. 하지만 출구 직경이 챔버 길이보다 작은 경우, 즉 노즐 영향이 있는 경우에는, 입사파 주기의 증가에 따라 챔버 내 상대파고도 증가하는 경향을 보이다가 어느 지점에서 수렴하는 것을 확인 할 수 있었다.

챔버 출구에 덕트가 설치되어, 덕트 내 발생하는 유량의 비교에서는 입사파 주기의 증가에 따라 발생하는 유량도 증가하는 경향을 보였다. 노즐영향, 즉 챔버 단면적과 덕트 단면적의 비가 OWC 챔버 성능에 미치는 영향을 고찰하여 이에 따른 챔버 내 자유수면의 변화, 덕트내 유량의 변화를 제시하였다.

OWC 챔버의 성능 향상을 위하여 수행했던 파랑집중장치의 영향은 두가지 챔버 형상에 대하여 계산을 수행했는데, 모두 성능을 향상 시키는 데는 도움이 되는 것으로 확인 되었다. 입사파 주기가 작을 경우에는 파랑집중장치의 영향이 미미하였으나 장주기로 갈수록 그 영향은 최대 40%의 성능증가를 가져다주었다. 하지만 그 효과를 보기 위해서는 파랑집중장치의 길이가 충분히 길어야 되기 때문에 구조물의 안전성 측면까지도 고려해야 된다.

기존의 문헌 조사를 통하여 실험결과와 터빈의 치수가 잘 발표되어 있는 Setoguchi et. al (2001)의 모형터빈을 기본 모델로 선택하여 수치해석의 검증을 수행하였다. 임펠스터빈의 직경은 0.3m, 허브 비는 0.7, 날개 개수는 30개, 가이드베인 개수는 26개 이고 구체적인 치수는 Fig. 4.1.1과 같다.

수치방법은 MRF(Moving Reference Frame)기법을 채택하여 날개-가이드베인, 한쌍을 모델링하여 정상상태로 계산을 수행하였고 격자는 쿠퍼 메쉬와 비정렬 메쉬를 혼용하였다. 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델을 채택하였고 유한체적법(Finite Volume Method) 기반의 CFD상용 코드인 Fluent를 사용하였으며 Fig. 4.1.2는 격자계를 나타내고 있다.

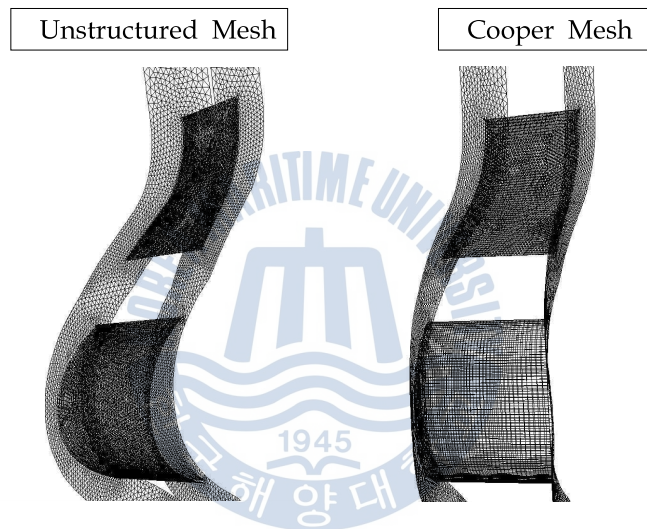


Fig. 4.1.2 Grid Generation

터빈의 성능을 나타내기 위해서는 몇가지 계수들을 정의할 필요가 있다. 즉, 덕트내 평균 축방향 유속이 v_a 인 유동장에서 작동하는 임펠스 터빈의 성능을 정상상태에서 입력계수 (Input coefficient) C_A 와 토크 계수 (Torque coefficient) C_T 로 표현하면 다음과 같다.

$$C_A = \frac{\Delta p Q}{\frac{1}{2} \rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r z v_a} \quad (4.1)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho_a (v_a^2 + U_R^2) b l_r z r_R} \quad (4.2)$$

여기서 Δp , Q , T 는 압력강하, 유량, 토크를 나타내며, v_a , U_R , b , l_r , z , r_R 는 각각 축방향 평균유속, $r = r_R$ 에서의 회전방향유속, 날개의 스패, 날개의 코오드 길이, 날개수, 날개의 평균반경 (여기서는 $0.85R$) 이다.

터빈의 효율은 다음 식으로 정의된다.

$$\eta = \frac{T \omega}{\Delta p Q} = \frac{C_T}{C_A \phi} \quad (4.3)$$

여기서 ϕ 는 유동계수 (Flow coefficient) $\phi = v_a / U_R$ 로서 날개이론에서 받음각 (Angle of attack)에 대응하는 물리량이다. 이상에서 정의된 변수들은 터빈이 정상상태에서 작동된다는 가정을 포함하고 있다. 그러나 실제상황에서 압력강하와 토크 값들은 파의 상하운동에 따라 어떤 주기성을 가지고 변화할 것이므로 이의 시간에 대한 평균값을 취하는 것이 바람직하다.

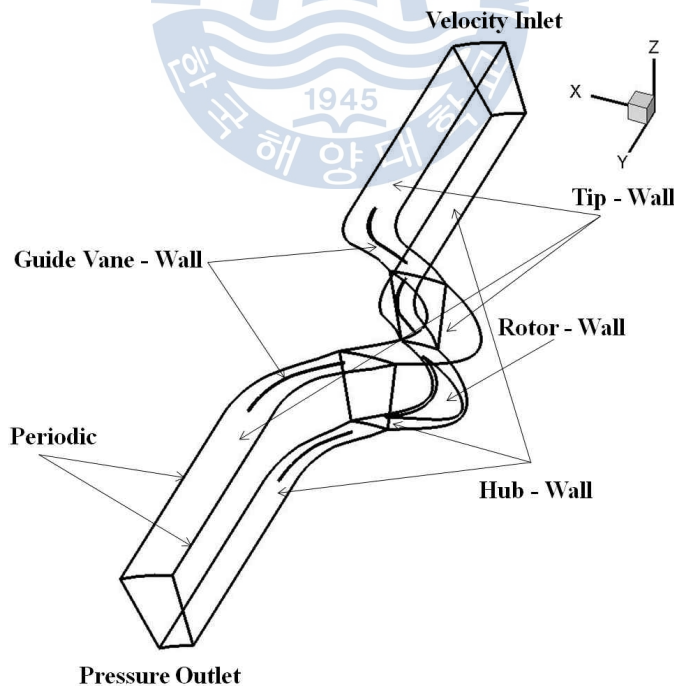


Fig. 4.1.3 Boundary Conditions

Fig. 4.1.3은 터빈해석을 위한 경계조건을 설명하고 있다. 가아드베인, 날개, 팁 그리고 허브는 벽면으로 설정하고 입구는 속도입구, 출구는 압력출구로 설정하였다. 날개와 날개 사이에는 주기조건을 주었다.

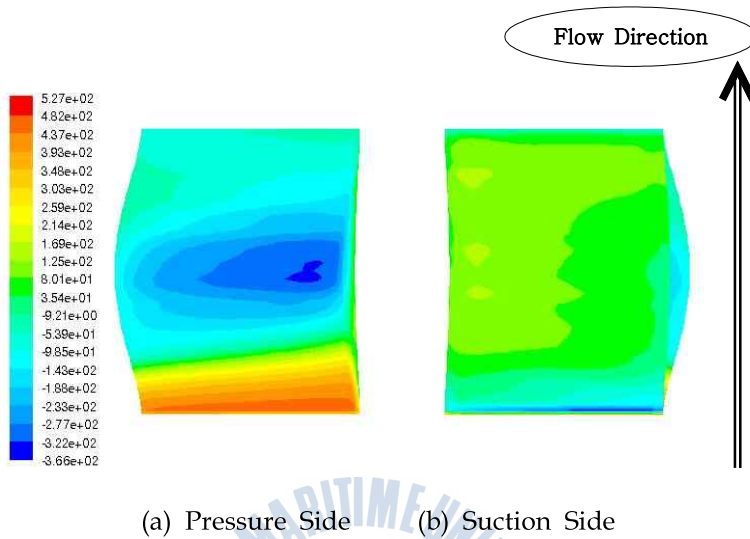


Fig. 4.1.4 Pressure Distribution at Rotor Blade

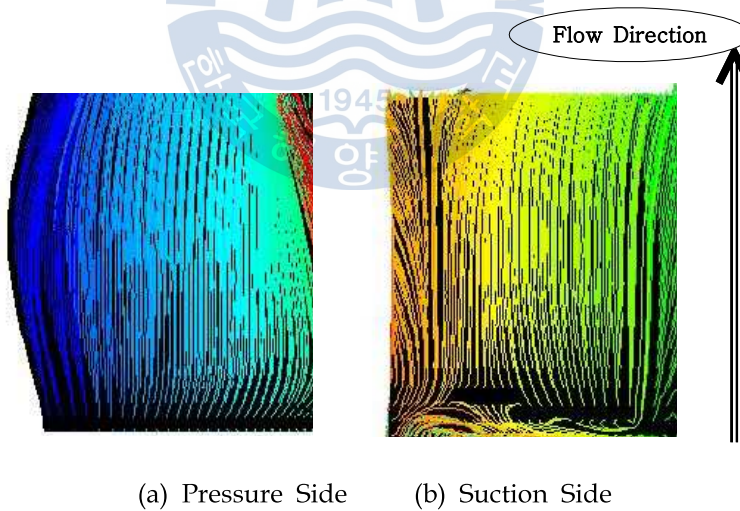


Fig. 4.1.5 Flow Pathlines at Rotor Blade

Fig. 4.1.4는 날개표면의 압력분포도를 보여주고 있다. 흡입면에서의 압력분포를 보면 입구쪽 날개 면과 출구 쪽 날개면의 압력차의가 현저하게 나타나 있다. 계산된 압력과

유속분포를 사용하여 입구와 출구의 압력강하는 물론 날개의 토오크를 구할 수 있다. 즉, 날개면 상의 압력분포와 유속분포를 진행 방향으로 적분하여 압력저항과 마찰저항을 구할 수 있으며 이로부터 터빈 날개의 토오크를 계산할 수 있다. 흡입면에서 중앙쪽의 압력분포를 보면 팁쪽으로 갈수록 압력이 작아지는 3차원성을 보여 주고 있다. 이는 날개끝과 덕트 사이의 간격 때문에 일어나는 현상이다.

Fig. 4.1.5는 날개 표면에서의 유적선분포를 보여 주고 있다. 흡입면의 팁 부분에서 출구 측에 원활하지 못한 유선이 그려져 있는데 이 현상은 날개 끝에서 발생하는 유동 박리나 Vortex Roll-up 때문이다.

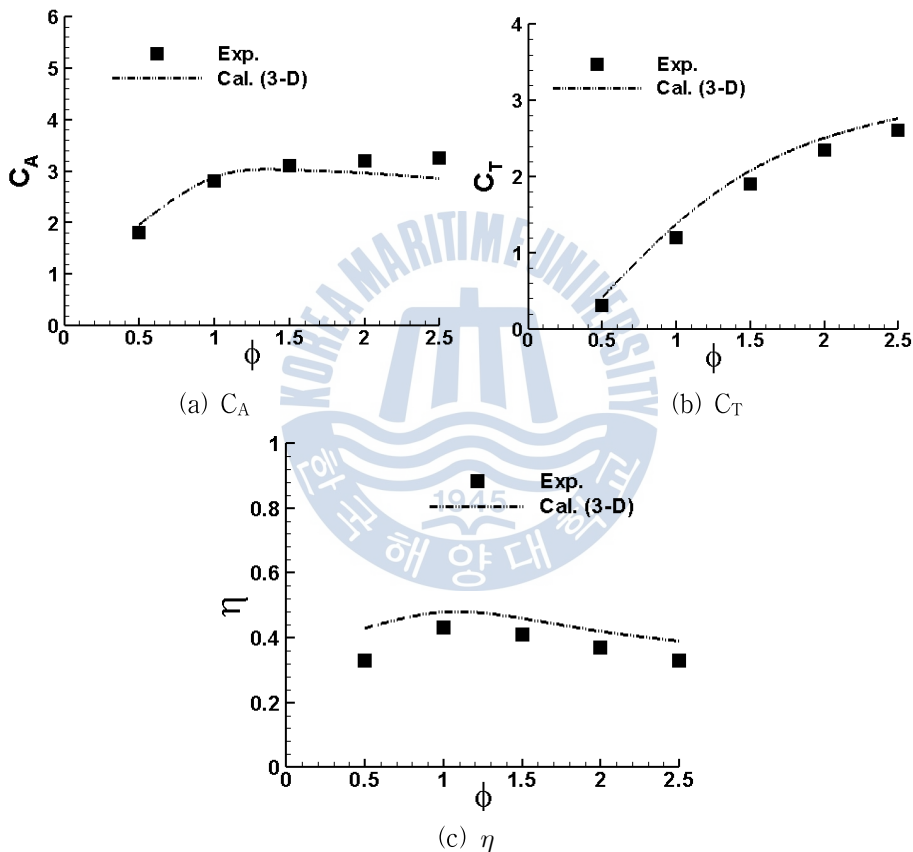


Fig. 4.1.6 Performance of Impulse Turbine

Fig. 4.1.6은 임펄스터빈의 성능을 입력계수 (Input coefficient)와 토오크계수 (Torque coefficient), 그리고 효율(Efficiency) 별로 입력계수(Flow coefficient)에 대하여 나타난 그림이다. 실험값은 Setoguchi et al. (2001)의 결과이고 계산결과는 본 수치해석 기법을 이용하여 얻은 계산 결과이다. 정성적으로나 정량적으로 모두 비교적 일치함을 확인하

였고 추후 최적화 연구에 적용가능성을 밝혔다.

4.1.2 임펄스터빈의 최적설계

가. 날개수의 영향

날개수의 영향은 동일한 유량을 가정할 때 1개의 날개에 들어오는 유량의 상대적인 차이로 표시된다. 즉, 날개수가 증가하게 되면 1개의 날개에 유입되는 유량은 날개수에 반비례하게 된다. 결과는 Fig. 4.1.7과 같다.

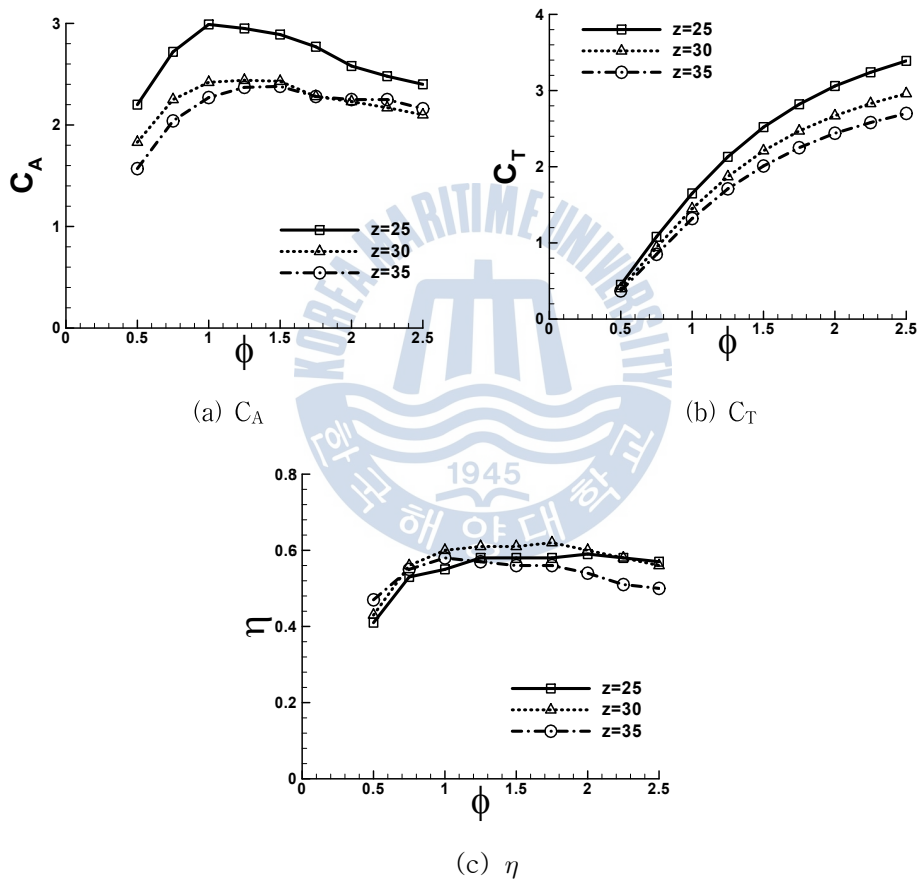


Fig. 4.1.7 Performance of Impulse Turbine

나. 허브비의 영향

허브비의 영향은 동일한 유량을 가정할 때 질량보존법칙을 만족시키는 해당 유속을 찾는 방법으로 고려되었다. 즉, 허브비가 커지게 되면 흐름의 단면적이 작아지므로 그에 따라 유속의 증가가 유발되게 된다. 결과는 Fig. 4.1.8과 같다.

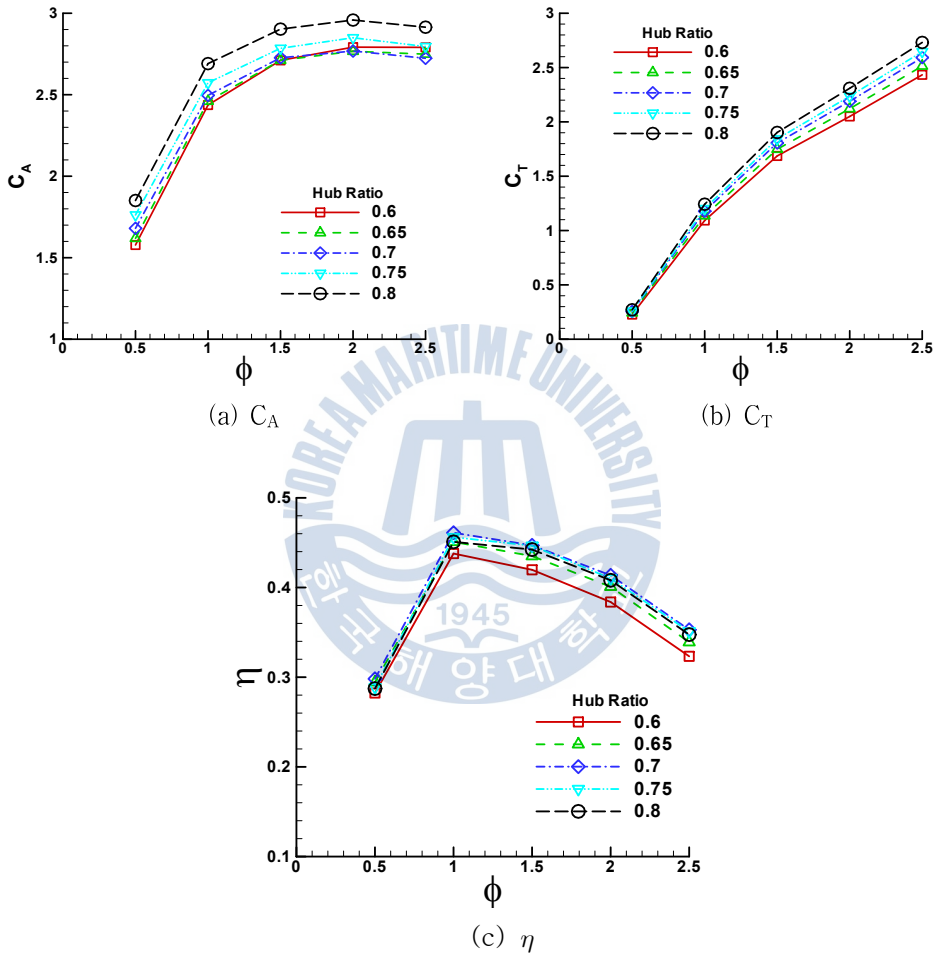


Fig. 4.1.8 Performance of Impulse Turbine

다. Tip Clearance의 영향

Tip clearance의 영향을 보기 위하여 3차원으로 설계된 터빈 로우터의 끝과 덕트 사이의 간극을 의미하는 $tc^*(\%)$ 를 0, 0.13, 0.26, 0.79, 1.32로 변화시키면서 계산을 수행

하였다. 각각 날개끝 간극이 0, 0.5, 1, 3, 5mm인 경우를 의미한다. Fig. 4.1.9와 같이 간격에 따라 대단히 큰 성능 차이를 보여주고 있다. 따라서 터빈 제작 공정시 날개끝 간극 (Tip clearance)을 0.26%(본 경우에는 1mm 이내) 가급적 0.13% 정도로 제작하는 것이 중요할 것이다. Tip Clearance가 커질수록 C_A 는 커지고 C_T 는 작아져서, 결과적으로 더 작은 효율을 나타내었다. 성능이 Tip Clearance에 매우 민감함을 확인할 수 있었다.

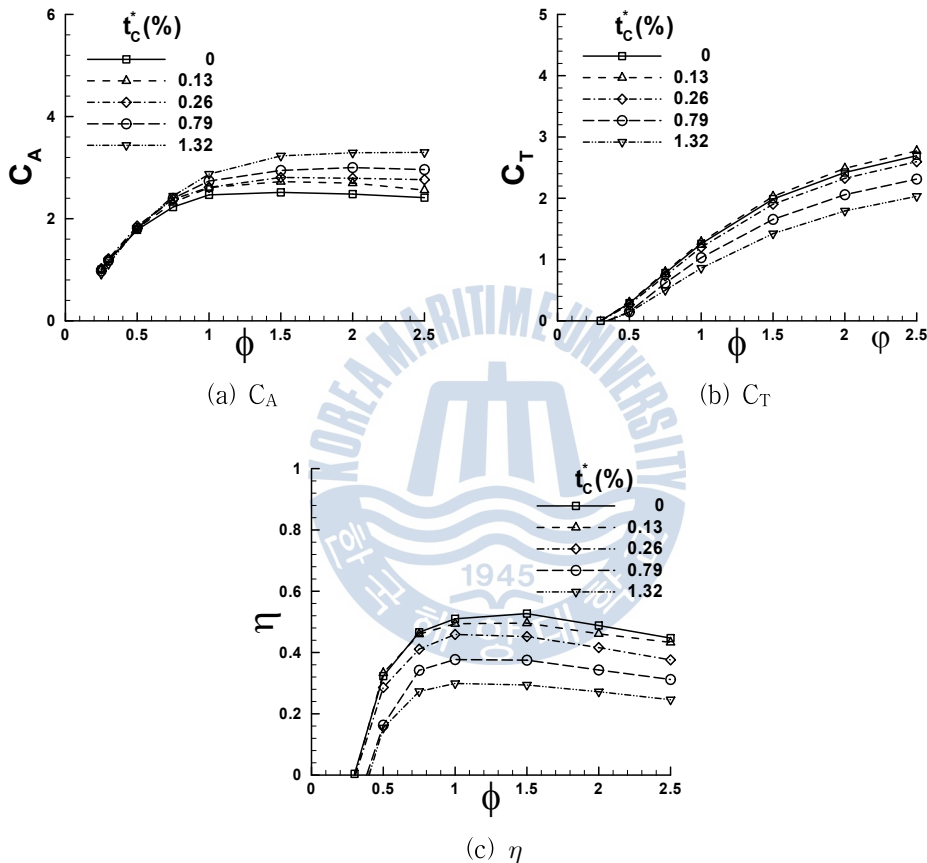


Fig. 4.1.9 Performance of Impulse Turbine

라. 가이드베인 각도의 영향

가이드 베인의 각도에 의한 영향을 확인하기 위하여 세토구치의 논문에서 발표된 방식을 채택하여 15° , 22.5° , 30° , 37.5° , 45° 를 계산하였다. Fig. 4.1.10에서 C_A , C_T , 효율을 살펴보면, C_A 의 경우 15° 에서 가장 크게 관찰되었으며, 가이드베인의 각도가 커질수록

급격히 그 값이 작아지는 것을 볼 수 있고, 30°이후에는 거의 비슷한 경향을 보이고 있다. C_T 역시 15°에서 가장 큰 값을 나타내었고, 각도가 커질수록 작아지는 경향을 보이고 있다. 그런데 효율의 경우에는 다소 흥미로운 결과를 보여주고 있다. 가이드베인의 각도가 30°일때 가장 좋은 효율을 보여주고 있고, 37.5°, 22.5°, 45° 순으로 좋지 않게 관찰되었으며, 15°에서 가장 낮은 효율을 보였다.

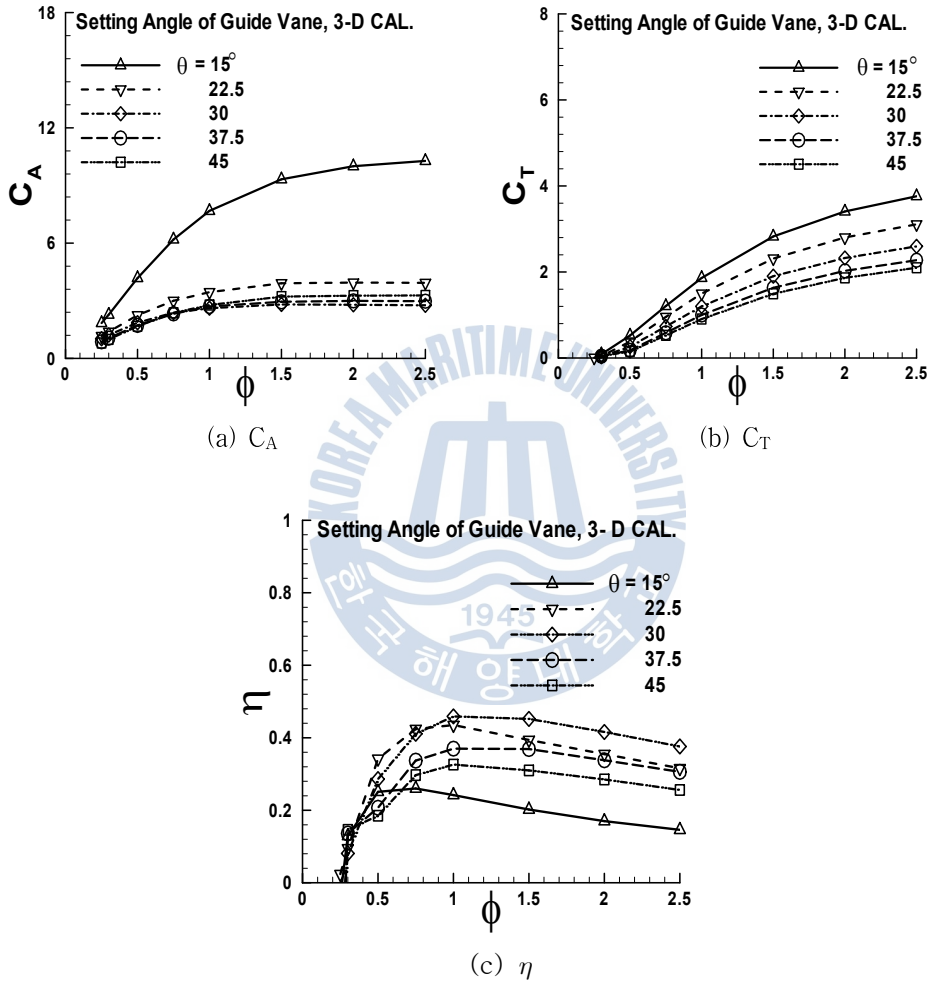


Fig. 4.1.10 Performance of Impulse Turbine

마. G/Lr 의 영향

날개와 가이드베인 사이 간격의 영향을 보기 위하여 G/Lr 을 0.19, 0.37, 0.56, 0.74 인 경우를 계산하여 비교를 수행하였다. 그 결과는 Fig. 4.1.11에 나타내는 바와 같다. 간격

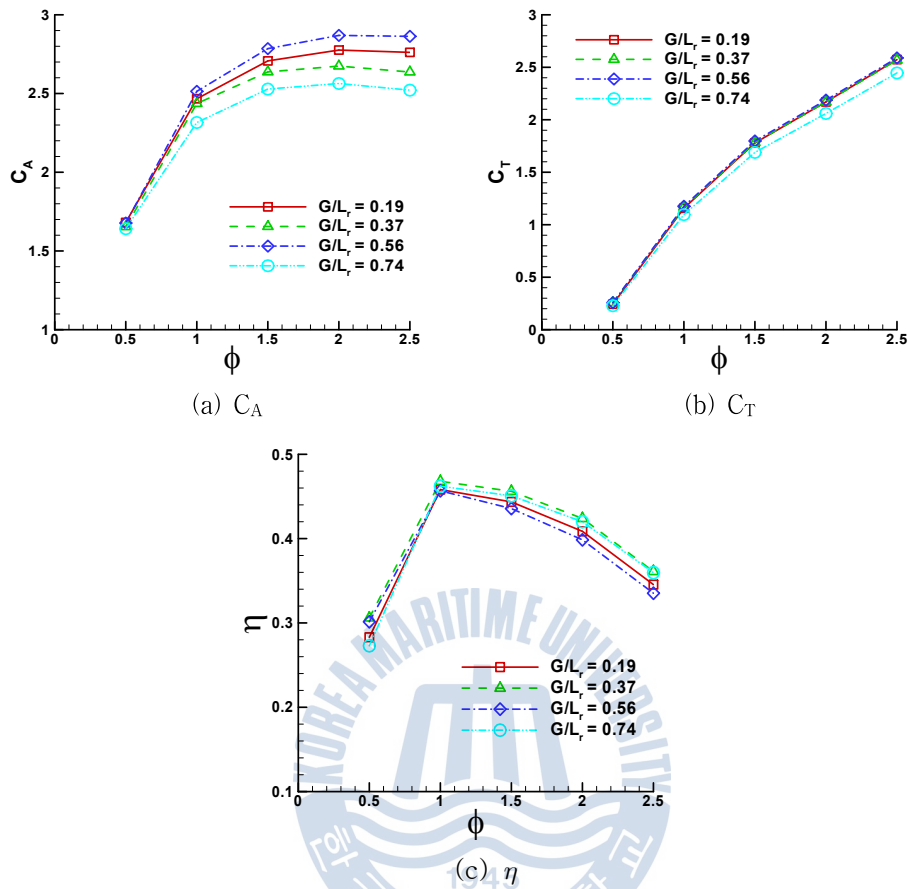


Fig. 4.1.11 Performance of Impulse Turbine

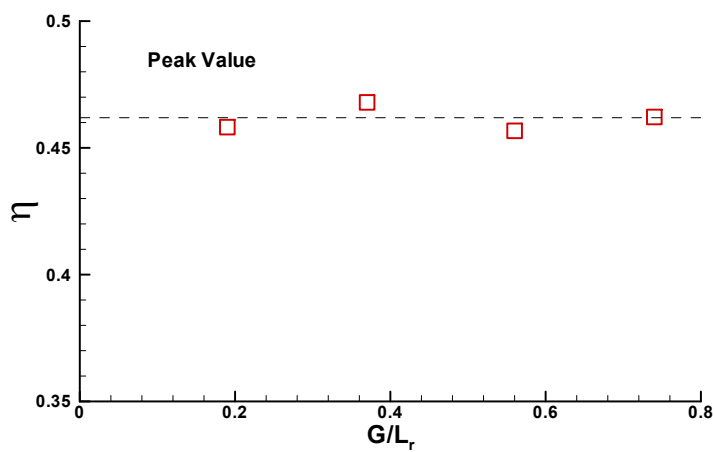


Fig. 4.1.12 Effect of the Gap/chord Ratio on Maximum Efficiency

이 크면, 압력강하는 줄어들지만 토크도 같이 감소하여 효율도 감소하게 된다. Fig. 4.1.12는 효율의 최대값을 산출하여 G/lr 별로 나타낸 그림이다. 두 그림에서 알 수 있듯이 G/lr 이 0.37인 경우가 가장 좋은 효율을 보여주고 있다.

바. 날개 Sweep Angle의 영향

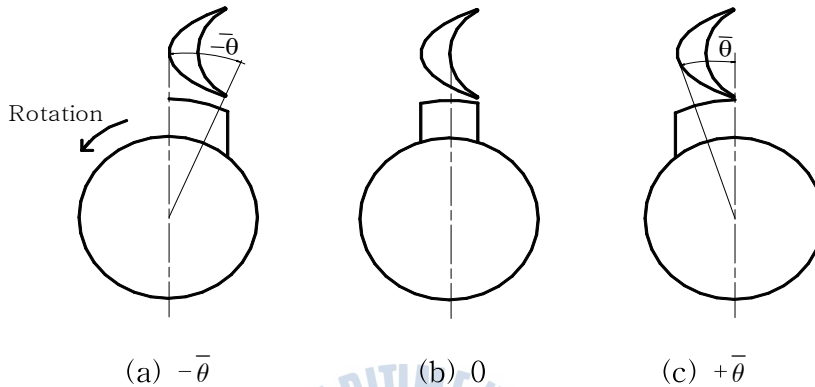


Fig. 4.1.13 Schematics of Sweep Angle of Impulse Turbine

로우터가 허브에 부착된 각도를 의미하는 Sweep Angle이 터빈의 성능에 미치는 영향을 보기 위하여 Fig. 4.13과 같이 3가지 경우에 대해서 수치 계산을 통한 비교를 수행해 보았다. 편의상 Sweep Angle을 $\bar{\theta}$ 로 표시를 하였으며 $-\bar{\theta}$, 0, $+\bar{\theta}$ 의 3가지 경우에 대해서 비교해 보았다.

Fig. 4.1.14는 계산결과를 보여주고 있는데 토크계수는 Sweep Angle의 영향이 거의 나타나지 않았으나 입력계수의 경우 유동계수 ϕ 가 커짐에 따라 $\bar{\theta}$ 가 음으로 갈수록 커지는 경향을 보였다. 이 현상이 효율에서도 그대로 나타나 대체로 비슷한 경향을 보이다가 ϕ 가 커지면서 $\bar{\theta} = -7.5^\circ$ 일 때가 작아지는 것을 확인할 수 있다.

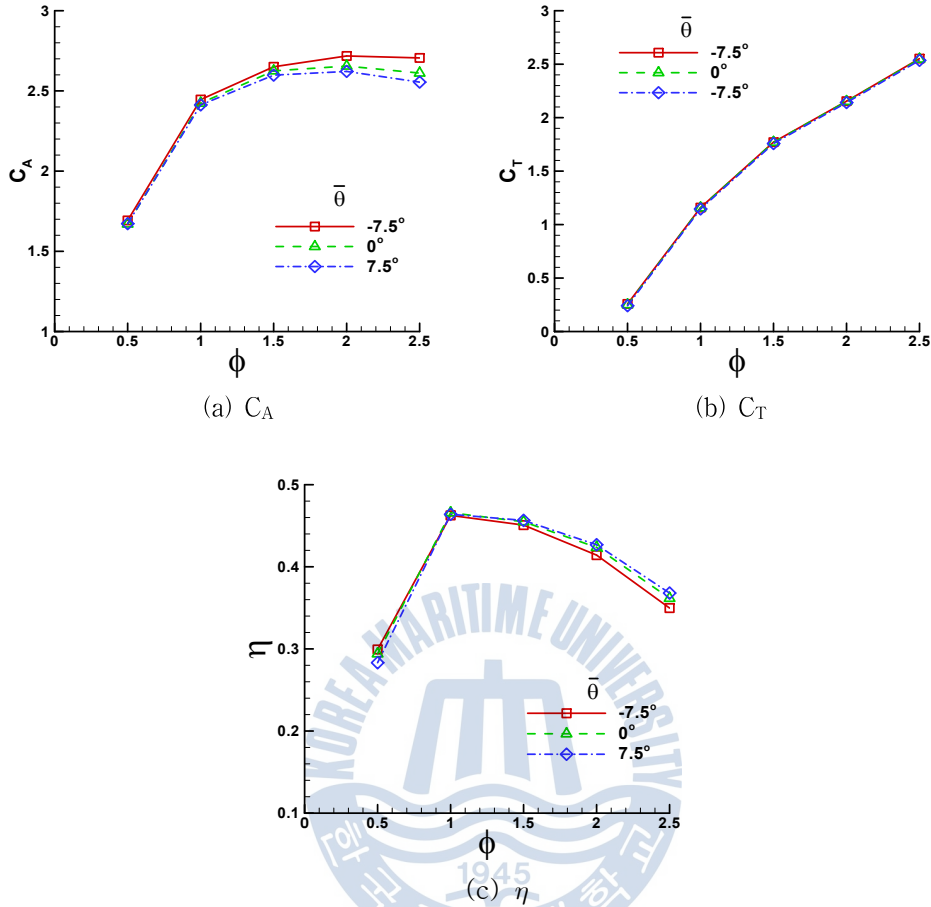


Fig. 4.1.14 Performance of Impulse Turbine

사. Staggered Blade의 영향

OWC 공기실로부터 덕트로 유입되는 공기 에너지를 기계적 에너지로 변환하는 2차 변환장치인 터빈을 고효율로 설계하는 것은 파력발전의 효율증대와 운용시수 증대에 필수적인 기술이다. 1990년대 초반까지 각광받던 웰즈터빈 대비 넓은 작동범위와 우수한 자기기동특성 등으로 인해서 임펄스터빈이 최근 들어 많이 사용되고 있는데, 이를 보다 우수하게 설계하기 위해서 여러 방향의 연구가 수행되고 있다. 본 연구에서는 일본 Setoguchi et al. (2003)에 근거한 성능향상을 시도하였다. 즉, 챔버 내의 왕복유동 과정 중 압축과 팽창 시 서로간의 유량차이(Santhakumar et al., 1998)가 발생한다는 점을 이용하여 웰즈터빈에 Staggered Blade를 적용한 사례에서 착안하여 임펄스터빈에 Staggered Blade를 적용하고 그에 따른 성능 해석을 수행하였다. 참고로 Fig. 4.1.15는

압축과 팽창 과정에서 발생하는 유량의 차이를 보여주는 그림이다.

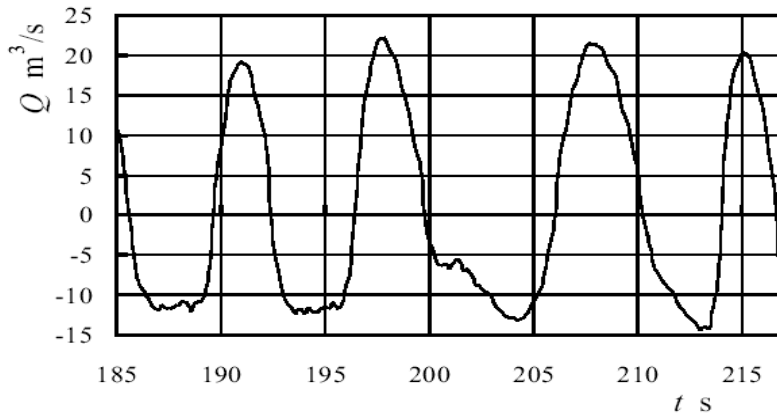


Fig. 4.1.15 Flow Rate at Wave Energy Plant Constructed by National Institute of Ocean Technology, India (Santhakumar et al., 1998)

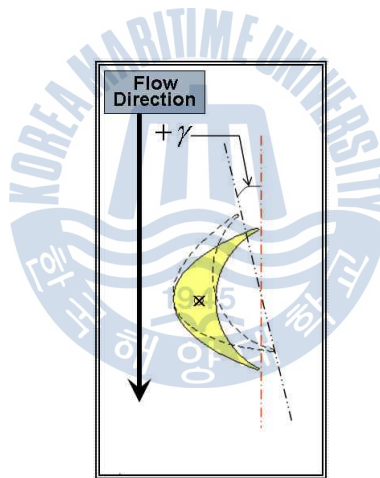


Fig. 4.1.16 Schematics of Staggered Blade

같은 제원의 날개에 Preset Angle을 줘서 압축과 팽창 과정 중 유량이 많이 발생하는 방향에서 더 많은 효율을 낼 수 있도록 설계하고자 하는 것이 Staggered Blade를 제안하게 된 이유이다. 여기서 Preset Angle은 날개의 스펀 방향을 축으로하여 회전한 각도를 의미하는데, Fig. 4.1.16에 Staggered Blade의 개략적인 개념도가 나타나 있다. 서로 다른 Preset angle에서 터빈의 성능을 보고자 하였다. 편의상 Preset angle을 γ 로 나타내었는데 γ 이 터빈의 성능에 미치는 영향을 보기 위하여 $\gamma = 5^\circ, 3^\circ, 0^\circ, -3^\circ, -5^\circ$ 인 경우를 계산 하였다.

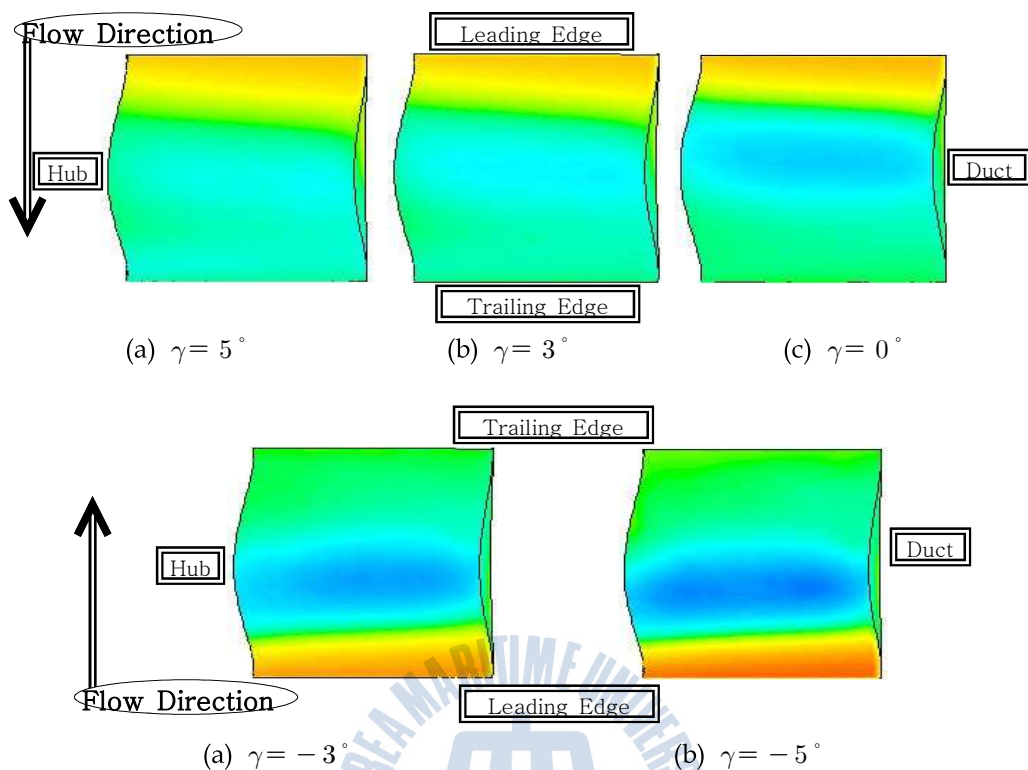


Fig. 4.1.17 Pressure Distributions

Fig. 4.1.17은 Staggered Blade의 Preset Angle별 흡입면의 압력 분포를 보여주고 있다. Preset Angle이 음으로 갈수록 흡입면의 앞날 부근에서 압력이 크게 작용하는 것을 확인할 수 있다. 파도에 의해서 발생한 공기의 흐름이 압력면으로 더 많은 유량을 발생 시켜서 흡입면과의 압력차가 커지는 것이 날개의 효율관점에서 유리하나 $\gamma = -3^\circ, -5^\circ$ 일 경우 Preset Angle을 가진 Staggered Blade가 오히려 축방향 흐름의 장애요인으로 작용하여 흡입면의 앞날에서 높은 압력이 걸리게 된 것으로 판단된다.

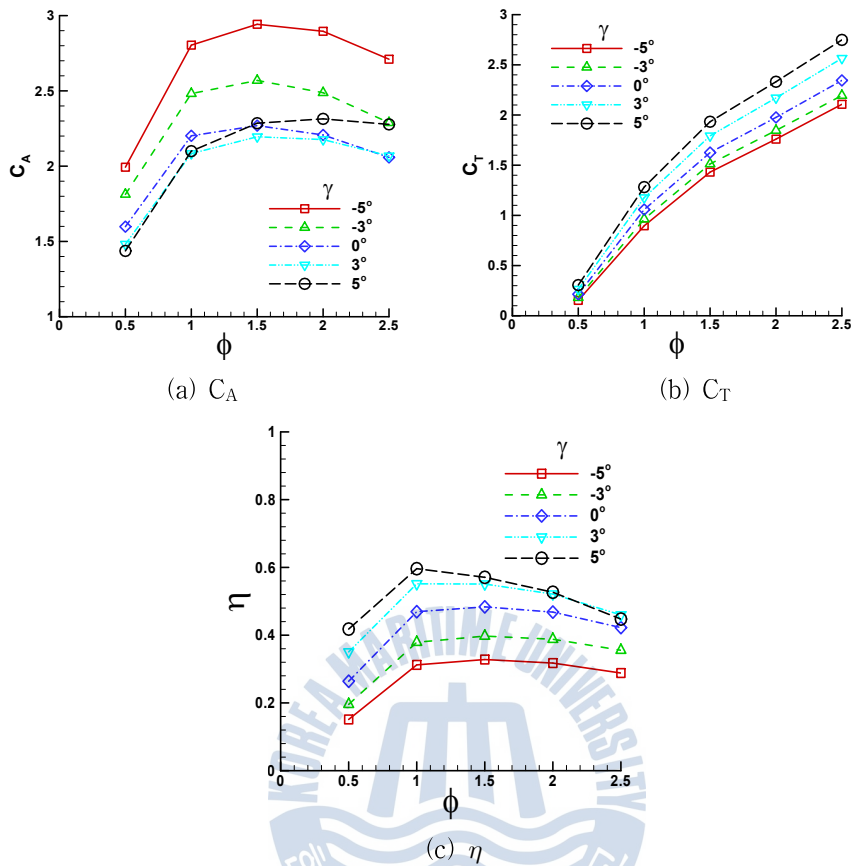


Fig. 4.1.18 Performance of Impulse Turbine

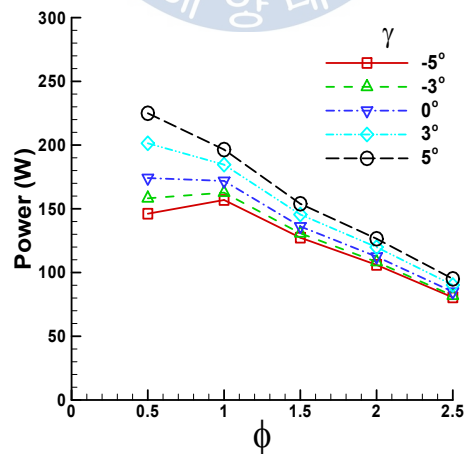


Fig. 4.1.19 Power of Impulse Turbine with Staggered Blade

Fig. 4.1.18은 Setoguchi et al. (2003)의 논문에서 인용하여 압축과 팽창시 터빈으로 유입되는 유량을 산정하여 계산을 수행하였으며, 그 결과 $\gamma = 5^\circ$ 인 경우가 Preset Angle를 주지 않은 경우 좋은 효율을 보였다. 반면 Preset Angle이 음으로 가면서 효율이 감소하고 있는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.1.19는 터빈의 파워를 보여 주고 있다. 과력발전장치는 압축과 팽창을 반복하면서 왕복유동이 발생하므로 Preset Angle을 가진 날개가 공기의 흐름 따라 피칭(Self-Pitching) 하지 않는 한 Preset Angle이 존재하는 경우에는 양과 음의 과정이 한 사이클이 될 것이다. 이때, 공기실에서 압축과 팽창의 유량이 다르기 때문에 압축시와 팽창시를 각각 계산한 후에 평균을 취했다. 그 결과 $\gamma = 5^\circ$ 인 경우가 가장 좋은 출력값을 내어주고 있는 것을 확인할 수 있다.

Staggered Blade라는 것이 결국 로우터의 압력면으로 보다 많은 유량을 발생시키도록 하는 것인데, 실제 터빈에 채택하기 위해서는 흐름의 안내 역할을 하는 가이드베인 각도와와의 상관관계에 대한 연구 등 향후 보다 체계적인 분석이 필요하다.

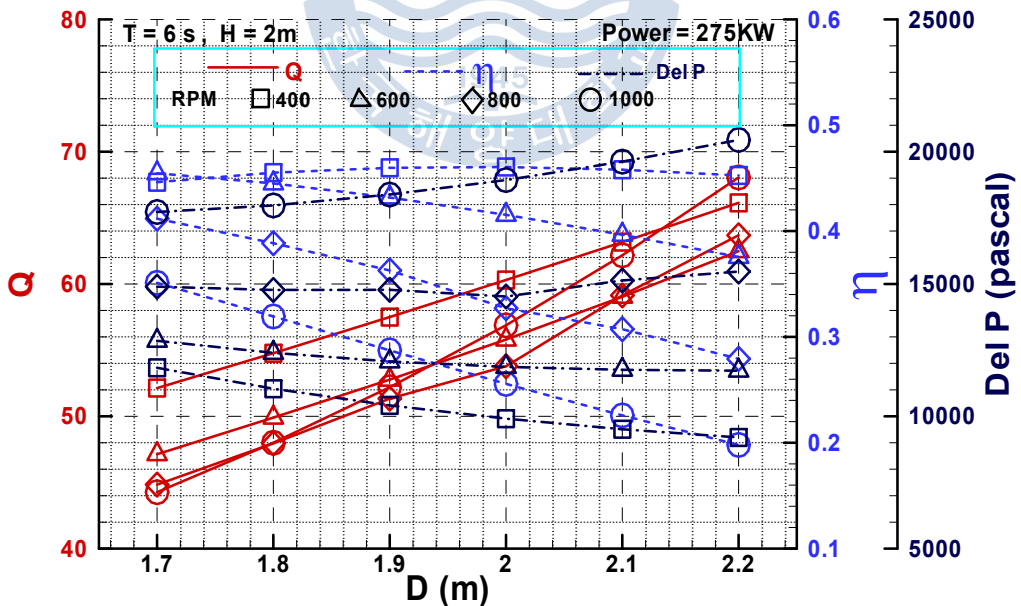


4.2 250kW급 터빈설계를 위한 직경 및 유량 산출

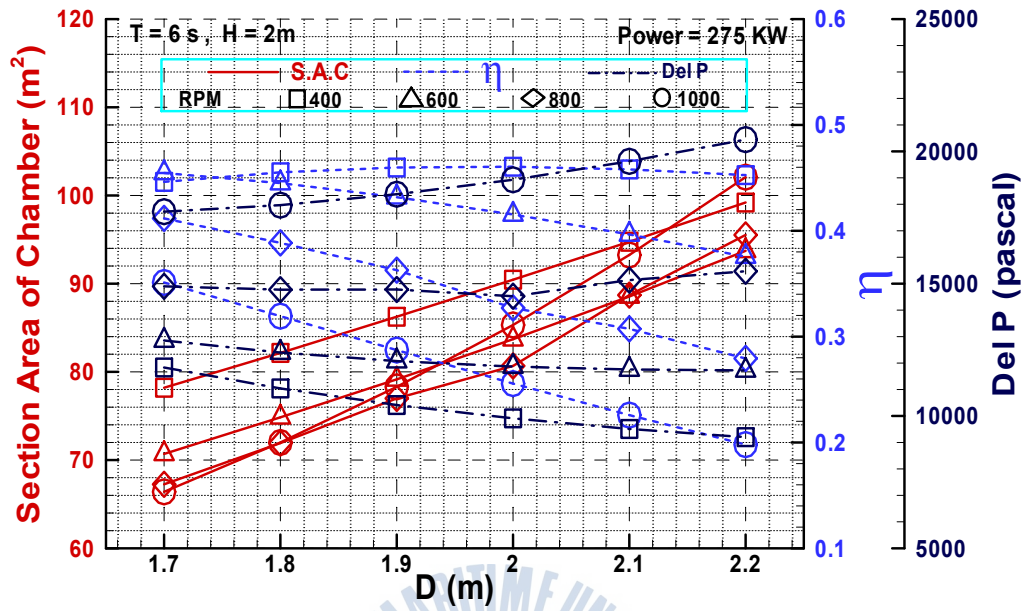
지난 수년간의 연구와 자료조사를 통해서 Setoguchi et al. (2001)이 제안한 로우터 형상을 대상으로 하여 250kW급 발전이 가능한 유량 산정과 터빈의 규모추정을 수행하였다. 이때 입사파 조건은 설계파고인 유의파고 2m, 2.5m, 주기는 6초인 경우이며, 챔버 파랑에너지흡수효율은 1이라 가정하였다. 발전기의 토크를 고려하여 발전기 효율에 대한 마진은 0.1로 가정하고 275kW급 터빈의 설계를 목표로 하였다.

275kW급 파력발전장치 설계를 위하여 설계가능점인 덕트 직경의 범위(1.7~2.2m)와 터빈의 각속도(400~1000RPM)에서 목표 발전량을 만족하는 공기실 면적을 구하여 유량을 산출하였다.

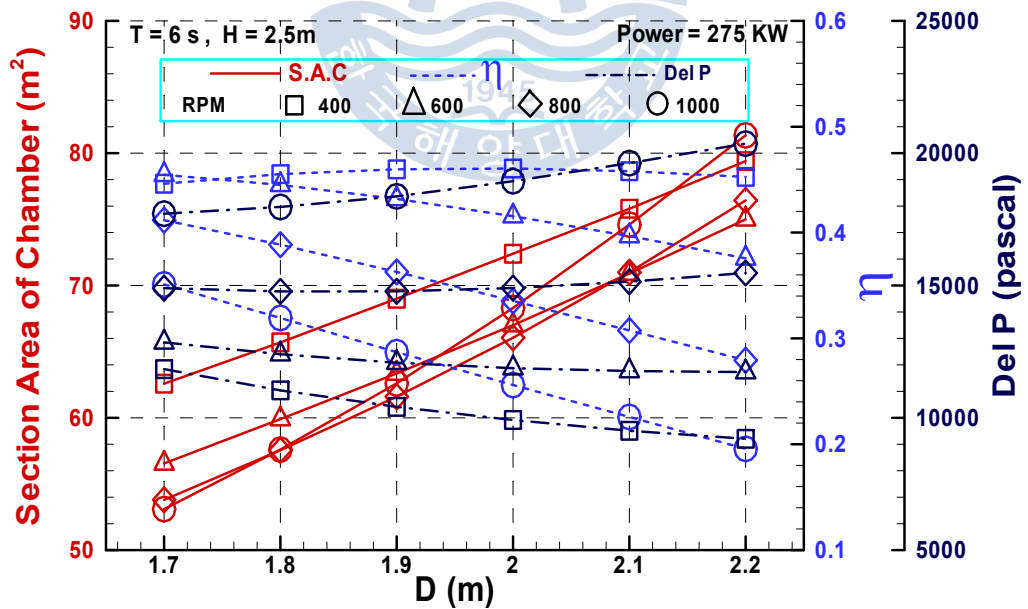
Fig. 4.2.1은 파의 주기가 6초이고 파고가 2.0m, 2.5m 일 때 275kW의 출력을 내기 위한 터빈 직경별 공기실의 단면적, 효율, 압력차를 보여 주고 있다. 이를 위해서 파고가 2m인 경우에는 공기실 단면적이 60~100 m² 범위가 되어야 하고 파고가 2.5m인 경우에는 50~80 m²가 되어야 됨을 확인할 수 있다. 터빈의 직경이 커지면서 목표 발전량을 만족시키기 위해서는 더 많은 유량을 필요로 하는 것을 확인할 수 있다.



(a) Flow Rate Variation



(b) Section Area of Chamber Variation ($H=2$ m, $T=6$ s)



(c) Section Area of Chamber Variation ($H=2.5$ m, $T=6$ s)

Fig. 4.2.1 Turbine Performance Chart

4.3 500kW급 임펠스터빈 상세 설계

4.3.1 표준터빈 최종 상세 설계

상위 연구를 토대로 하여 국내 파력발전 최적지로 선정된 제주 차귀도 해역의 파랑 특성을 고려한 임펠스터빈의 상세설계를 수행하였다. 북유럽 등 국외보다 좋지 못한 파랑특성을 고려하여 서로 상반된 경향을 보이는 효율과 자기 기동 특성 영향 중 후자에 주안점을 두어 설계를 하였다.

OWC형 파력발전장치 임펠스터빈의 자기 기동 특성은 크게 터빈의 질량 관성 모멘트와 로딩 토크(발전기 부하 및 축계 등의 마찰로 인한 토크)에 의해 영향을 받게 된다. 그래서 새로이 제안된 터빈은 날개수를 26개를 다소 줄여 질량 관성 모멘트를 줄이고자 하였으며 이때 폐쇄율을 고려하여 날개의 코드 길이를 다소 늘려 그로 인한 영향은 최소화하고자 하였다. 날개수가 줄어들었으므로 축방향으로 공기 흐름이 보다 원활해진 반면 교란성이 높아질 우려가 있어서 G/I_r 을 0.33으로 줄였다. 또한 가이드베인의 수를 날개수를 25개로 하여 공진현상을 피하였다. I_g/S_g 을 2.5로 늘려 1/3에 근접하도록 설계하였고 Fig. 4.3.1과 같다.

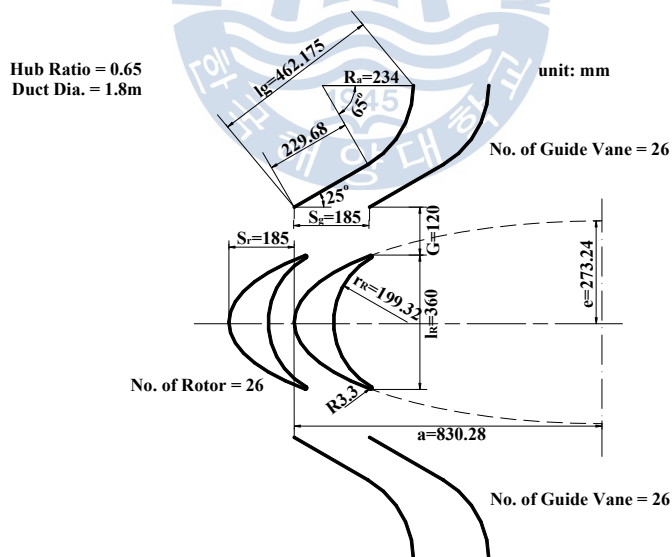


Fig. 4.3.1 Final Turbine Geometry in 2-D Sense

- 터빈 블레이드 치수

Table 4.3.1 Specifications of Turbine (단위 : mm)

| | Setoguch et al. (2001) | 상세설계 (2007) |
|-------------|---------------------------|----------------|
| D | 300 | 1800 |
| Hub Ratio | 0.7 | 0.65 |
| z_r | 30 | 26 |
| Solidity | 2.022 | 2.006 |
| l_r | 54 | 360 |
| S_r | 26.7 | 184.87 |
| l_r / S_r | 2.022 | 1.947 |

- 가이드 베인 치수

Table 4.3.2 Specifications of Guide Vane (단위 : mm)

| | Setoguch et al. (2001) | 상세설계 (2007) |
|------------------|---------------------------|-------------|
| z_g | 26 | 26 |
| Θ | 30° | 25° |
| l_g | 70 | 462.175 |
| S_g | 30.8 | 184.87 |
| l_g / S_g | 2.273 | 2.5 |
| R_a | 37.2 | 212.79 |
| parallel section | 34.8 | 208.8 |
| thickness | 0.5 | 0.5 |

- 기타 설계 치수

Table 4.3.3 Specifications of Others (단위 : mm)

| | Setoguchi et al. (2001) | 상세설계 (2007) |
|-----------|----------------------------|-------------|
| G | 20 | 120 |
| G / l_r | 0.37 | 0.33 |
| 허브비 | 0.7 | 0.65 |
| t_c | 0.5 | 5 |

4.3.2 Ring-type 터빈 최종 상세 설계

앞 절에서 새로이 제안한 표준터빈의 설계 변수들을 기본적으로 그대로 사용하였다. 링-타입 터빈은 날개끝단에 얇은 원형 판을 부착하여 터빈 성능에 지대한 영향을 미치는 날개 끝단의 유동 손실을 개선하고자 하는데 그 개념이 있다.

모든 설계 치수들은 앞절의 표준터빈과 동일하며 Fig. 4.3.2에서 보이는 바와 같이 링이 부착되는 날개부위에 링 두께만큼을 덕트 안쪽으로 파고 들어가도록 설계를 하였다 (Penetration Concept).

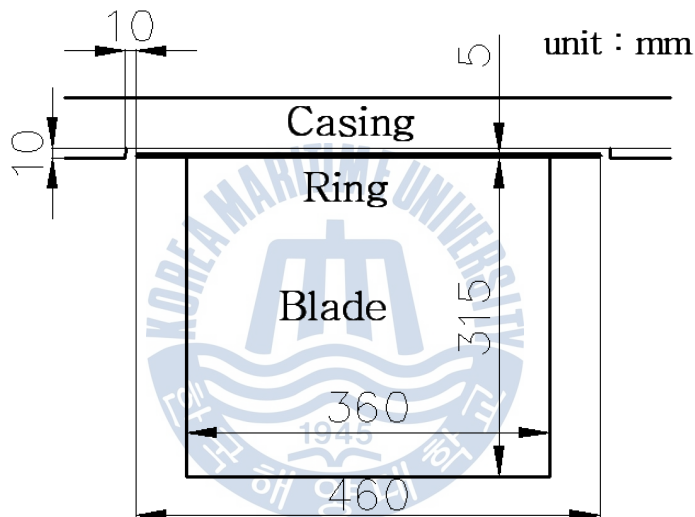


Fig. 4.3.2 Schematic of Ring Type Blade

4.4 500kW급 임펠스터빈 성능평가

4.4.1 정상상태의 성능평가

보다 우수한 자기 기동 특성을 만족하는 로우터 설계를 위하여 폐쇄율을 고정한 상태에서 날개수를 26개로 줄였다. Fig. 4.4.1에서 보는 바와 같이 $\phi = 1$ 일때 효율 η 를 비교하였는데, 새롭게 제안한 터빈의 경우 Setoguchi et al. (2001)에 비해 효율이 떨어지지 않음을 확인할 수 있다. 날개수가 적은 New Model의 경우 날개 1개당 터빈의 토크는 더 크게 계산 되었으나 전체날개수로 무차원한 결과에서는 30개의 터빈이 미소하게 크게 나타났다. 특히 터빈이 많아짐으로 인해서 터빈을 통과할 때의 압력 손실 값이 컸는데 이는 파랑조건이 그리 좋지 못한 우리나라의 경우, 동일한 효율이라면 터빈으로 인한 공기실에 압력증가폭을 줄일 수 있어서 챔버 수위 진동폭을 제한하지 않는 날개수가 적은 경우가 더 유리할 것으로 판단된다.

Fig. 4.4.2는 최종 설계된 터빈의 성능곡선을 보여 주고 있다. Ring-type 터빈의 경우, 압력강하가 표준형 터빈에 비해 적게 일어남으로 입력계수가 작게 예측되었고, 이에 따라 터빈의 효율은 약 5% 정도가 증가되었음을 확인할 수 있다.

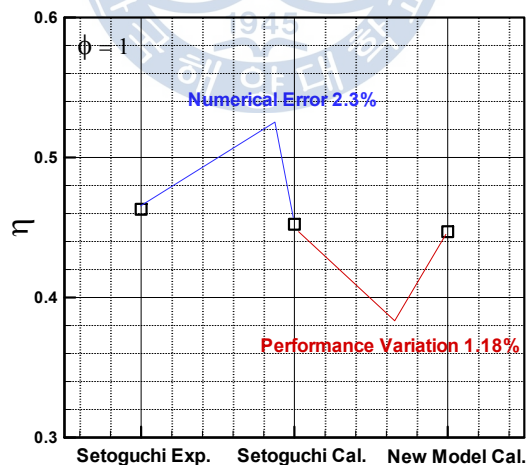


Fig. 4.4.1 Comparison Experiment & Calculation

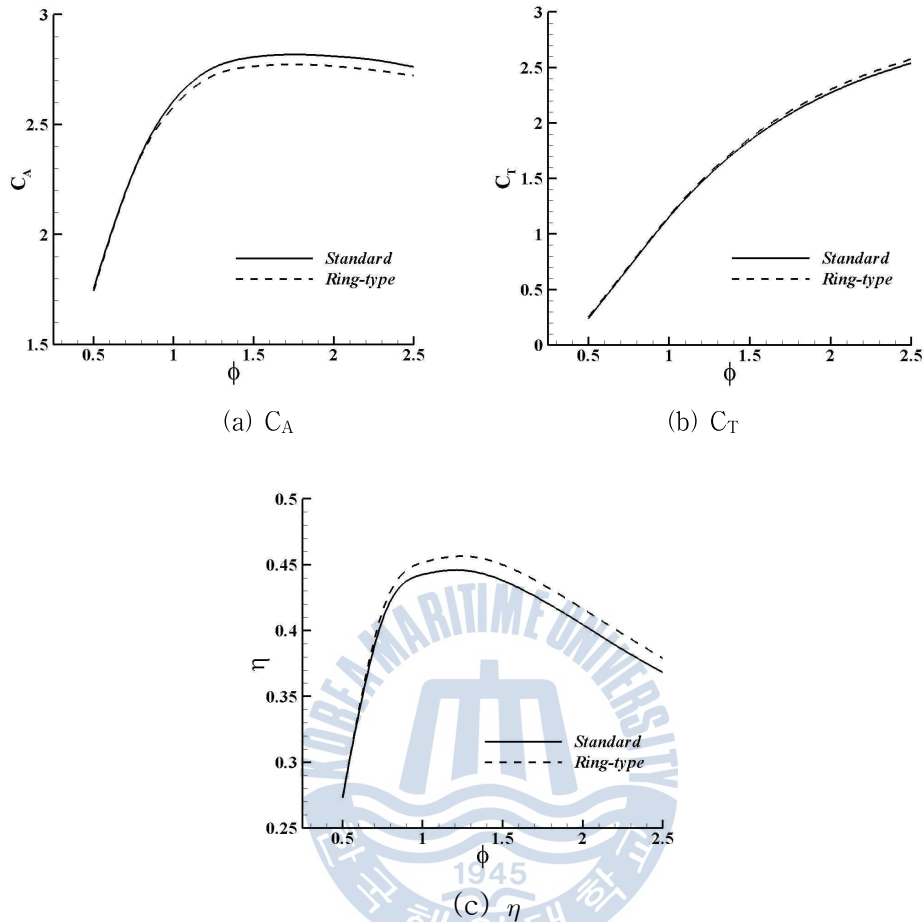


Fig. 4.4.2 Performance of Final Impulse Turbine

4.4.2 자기기동 성능평가

파력발전장치에서 터빈의 성능을 판단하는 기준은 크게 효율과 자기 기동 특성으로 나뉜다. 기본적으로 고효율의 터빈을 설계하는 것이 중요한 설계점이지만, 정해진 파랑 에너지를 이용하여 발전을 하는 것이 파력발전시스템이므로 기동 특성을 좋게 설계하는 것이 선행되어야 할 것이다. 자기 기동 특성은 다음과 같은 터빈 운동 방정식으로 정의할 수 있는데, 여기서 I 는 터빈의 질량 관성모멘트, T_L 은 로딩 토크(발전기 부하로 인한 Generator Torque, 축계 등 마찰로 인한 Frictional Torque 등으로 정의됨), 그리고 T_i 는 터빈이 생성하는 토크를 의미한다.

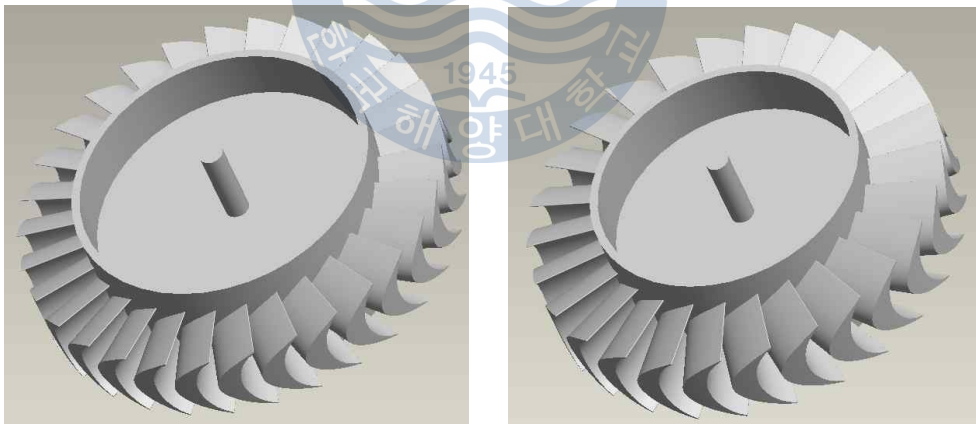
$$I \frac{dw}{dt} + T_L = T_i \quad (4.4)$$

다음 Table 4.4.1은 Setguchi et al. (2001)가 제안한 터빈과 본 연구에서 새롭게 제안된 터빈의 제원을 비교한 것이고, Fig. 4.4.3은 형상이다.

Fig. 4.4.4는 두 터빈의 자기 기동 특성을 보여주고 있는데, 새롭게 설계된 터빈의 정상상태 도달 RPM이 다소 낮게 형성되어 있는 것을 확인할 수 있으나, 초기 기동은 두 터빈 모두 잘 되는 것을 확인할 수 있다.

Table 4.4.1 Specification of Turbine

| | Setguchi (2001) Scale Up Model | New Design Model |
|--------------------------|-----------------------------------|------------------|
| D (m) | 1.8 | 1.8 |
| Z | 30 | 26 |
| I (kg/m ³) | 1179.76 | 1253.88 |
| mass (kg) | 2,863 | 3,074 |
| Volume (m ³) | 0.367 | 0.394 |
| material | Stainless | Stainless |



(a) Setguchi (2001) Turbine

(b) New Design Turbine

Fig. 4.4.3 Turbine Geometry

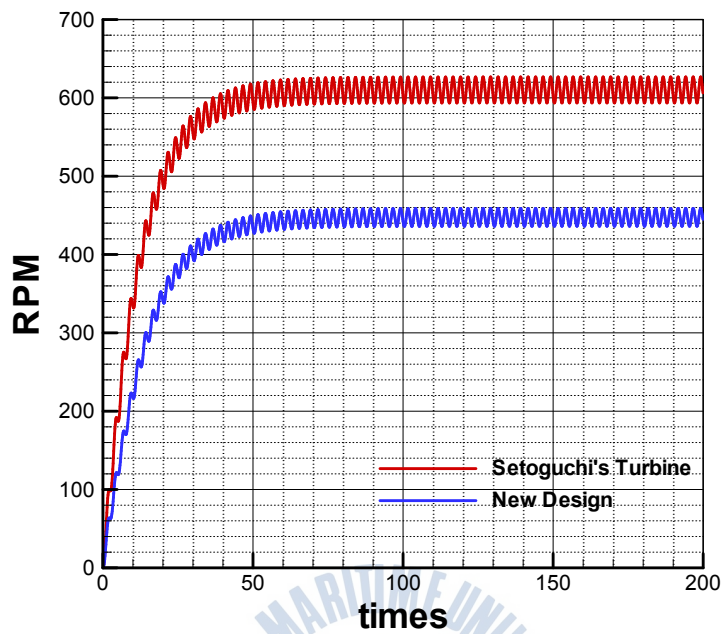


Fig. 4.4.4 Self - Starting Characteristics



4.5 비정상 터빈성능해석

4.5.1 개요

지금까지 에너지 변환시스템의 해석, 즉 터빈의 해석은 정상해석을 통해 연구를 수행하였다. 때문에 정상해석은 터빈의 이상적인 조건에서 유체공학적인 성능고찰 외에는 그 어떤 정보도 얻을 수 없다. 실제 시스템의 운용에 있어서 가장 중요한 성능 중에 하나가 바로 자기기동 성능이다. 자기기동을 성능을 해석하기 위해서는 정지 상태에서부터 시작하여 외력을 받아서 가속이 되면서 어떤 RPM에서 수렴이 되는 전 과정을 모사 할 필요가 있다.

이를 해결하기 위하여 본 연구진은 상용 CFD 코드인 Fluent를 기반으로 한 Sliding mesh 기법을 사용하였고 UDF 기능을 연동하여 해석모델을 개발하였다. 각 time step마다 터빈에 작용하는 모멘트를 계산하여 터빈의 2차 관성모멘트로 나눈 값을 각 가속도로 표시를 했다. 이 모든 모사는 Fluent가 자체 제공하는 UDF기능을 사용함으로 완성하였다. Sliding mesh 기법을 쉽게 사용하기 위하여 회전체와 회전체 사이에는 interface 경계조건을 줌으로 경자 생성의 간편화를 시도하였다.

4.5.2 경계조건

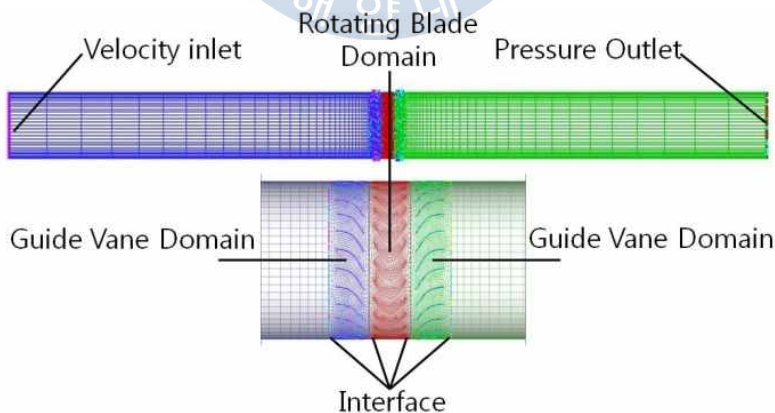


Fig. 4.5.1 Schematics of Unsteady Computational Fluid Domains

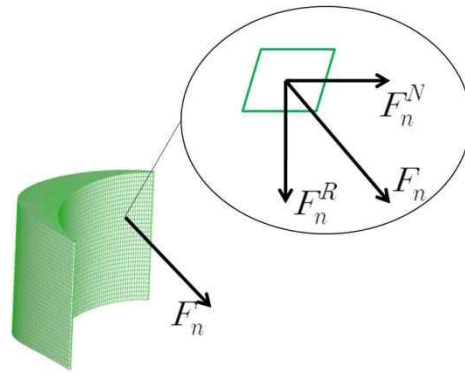


Fig. 4.5.2 Schematics of Driving Torques Calculation

실제 시스템이 작동하는 실험역은 불규칙파를 비롯한 복잡한 환경이고 자연으로부터 외력을 받아서 작동을 시작하기 때문에 자기기동성능도 아주 중요한 성능 중의 하나이다. 또한 터빈의 이력현상도 필히 고려해야 만이 보다 더 정확한 성능을 예측할 수 있기 때문에 비정상 해석이 필수적이다.

Fig. 4.5.1, 4.5.2는 임펄스 터빈의 비정상해석의 경계조건을 나타내고 있다. 로터에 각 요소에 작용하는 F_n^N 을 적분하여 회전축을 중심으로 작용하는 토크를 운동방정식에 의하여 로터의 각 가속도로 로터에 매 시간스텝 마다 적용하게 된다. 이때 사용된 운동방정식은 식 4.4와 같고 로딩토크는 각속도의 함수로, 60ω 로 가정하였다. 이와 같은 작업은 UDF 기능을 사용하여 완성을 하였고, 터빈의 회전은 Sliding Mesh 기법을 사용하여 완성하였다. 연속방정식과 RANS방정식은 유한체적법에 의하여 이산화 하였고, SIMPLE 알고리즘을 이용하여 속도-압력을 연동하였다. 사용된 난류모델은 $k-\epsilon$ 표준 난류모델이다.

4.5.3 결과 검증

계산결과의 신뢰성을 검증하기 위하여 최종으로 설계된 터빈을 대상으로 하여 윗 절에서 사용했던 준정상 계산 방법과 비정상 계산방법을 이용하여 얻은 결과를 비교하였다. 비정상 계산에서는 Fluent에서 제공하는 UDF기능을 통하여 각 시간스텝마다 날개에 작용되는 토크를 구하여 운동방정식에 의하여 각속도로 변화시켜줌으로서 시간 도메인의 속도 변화를 얻을 수 있다.

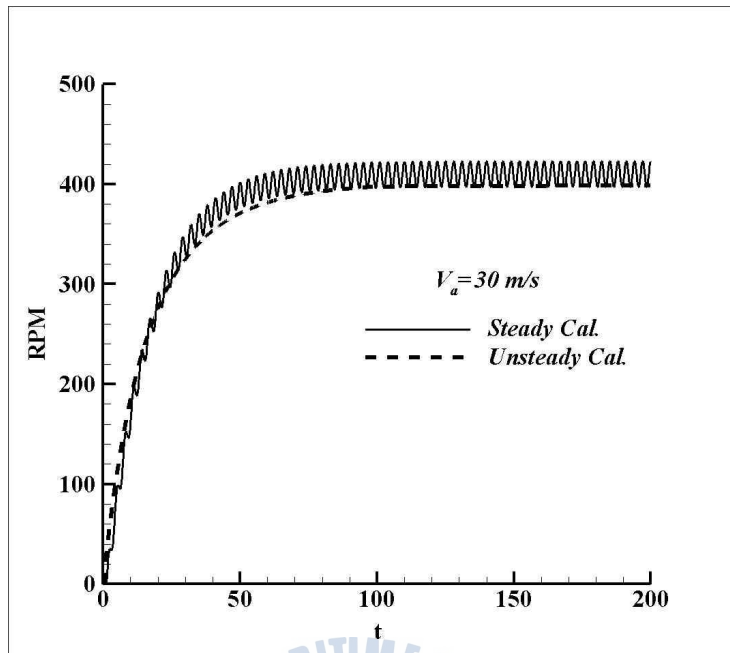


Fig. 4.5.3 Comparison of Self-starting Characteristics

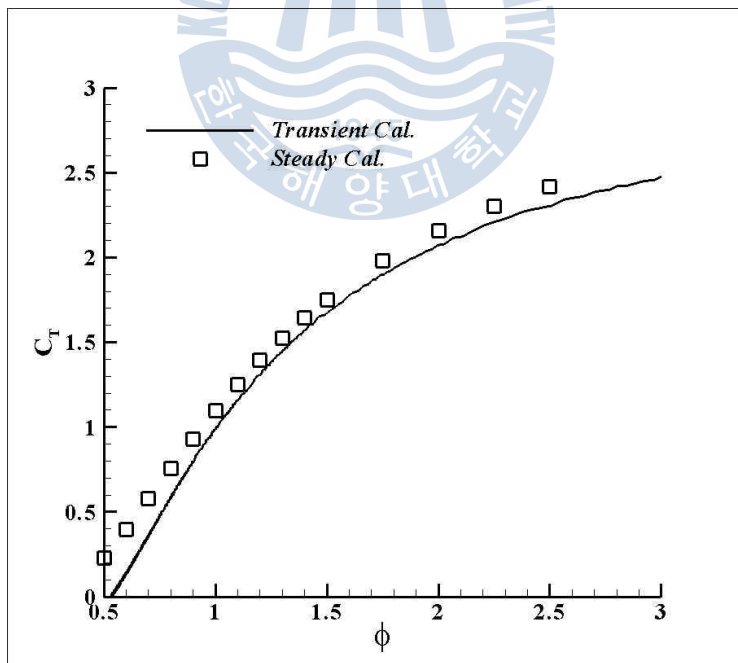


Fig. 4.5.4 Comparison of Torque Coefficients

Fig. 4.5.3은 동일한 입사속도에서 준정상 상태와 비정상 상태로 계산하여 얻은 자기기동특성결과를 보여 주고 있다. 자기기동 특성은 두가지 경우 잘 일치하지만 준 정상 상태인 경우는 날개 개수로 인하여 맥동현상이 발생함을 확인 할 수 있는데, 비정상 상태는 이와 같은 형상을 찾아 볼 수 없었다.

Fig. 4.5.4는 날개에 작용하는 토크계수를 비교한 그림이다. 각 유량조건에서 정상상태로 계산을 수행한 결과와 비정상 상태로 계산한 결과를 비교한 그림인데, 비정상상태로 계산한 결과가 정량적으로 약간 작게 나왔지만 거의 일치한 것을 확인 할 수 있다. 토크의 계산은 자기기동 특성을 계산하는데 필요한 가장 중요한 물리량이다.

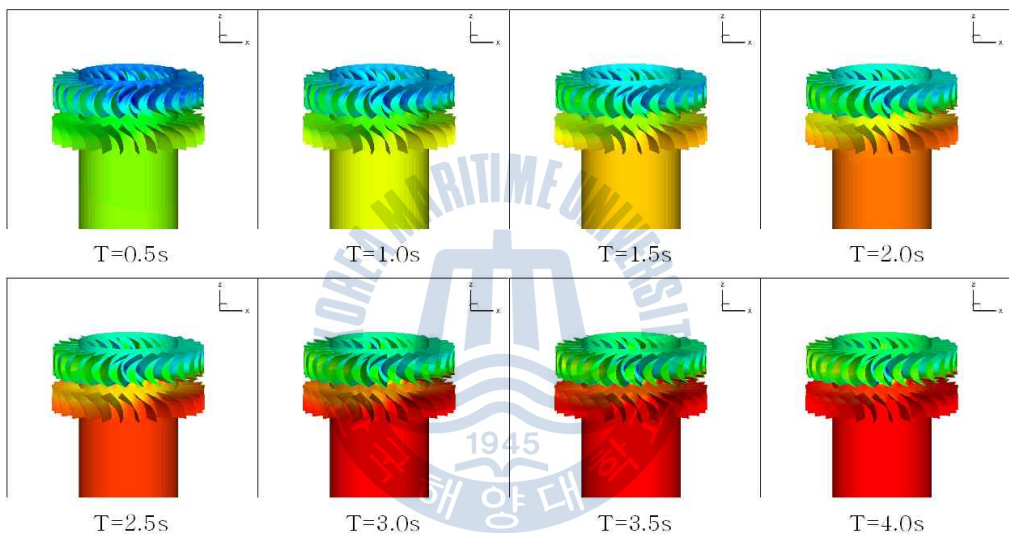


Fig. 4.5.5 Pressure Contour Variation of Impulse Turbine

Fig. 4.5.5는 균일 유동장에서 터빈의 비정상 해석결과를 압력 컨투어로 보여주고 있다. 시간을 흐름에 따라 회전속도가 증가하게 되는데, 회전속도가 증가하면 압력도 증가하는 경향을 보여주고 있다. 동일한 유속조건에서 회전 속도가 빨라지면 압력강하가 커지는 정상해석과 일치한 경향을 보이고 있다. 특정 순간에 날개에 걸리는 토크도 해당 조건에서 정상계산의 결과도 비슷한 값을 보였다. 이로써 자기기동을 포함한 터빈의 비정상 해석 모델을 개발하는데 성공하였다.

4.5.4 특정조건에서 터빈의 비정상계산 결과

측방향으로 들어오는 유량은 입사파조건에 의하여 결정되는 물리량이다. Fig. 4.5.6은 제주도 해역의 파랑 정보를 대표적으로 나타내고 있는데, 불규칙 파임을 알 수 있다. 때문에 이러한 불규칙 파랑은 수많은 규칙파의 조합으로 볼 수 있기 때문에 이에 근거하여 다음과 같이 임의로 입사 유량 조건을 설정하여 비정상 계산을 수행하였다.

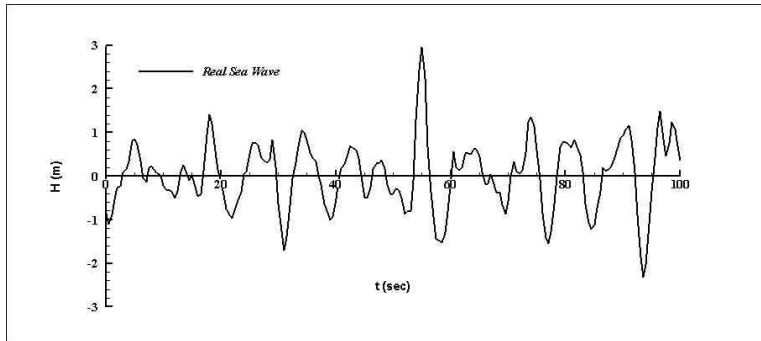
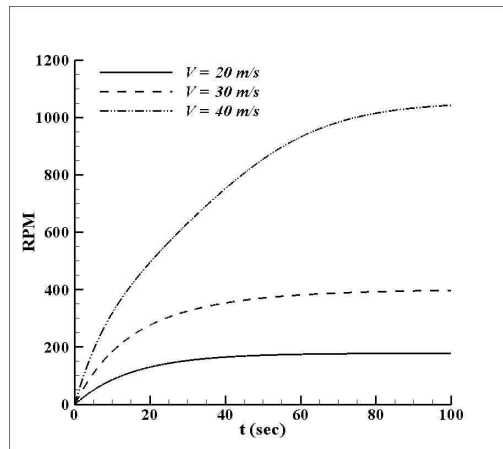


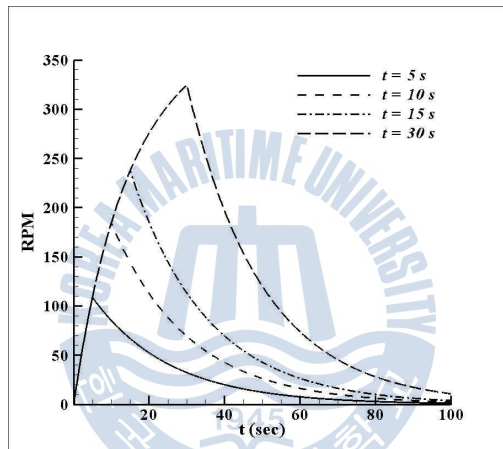
Fig. 4.5.6 Time Series of Wave Height at Jeju Island Testing Site

- Moment of Inertia = 1253 kg-m²; Loading Torque = 60ω
- Constant air flow : $V = 20\text{m/s}, 30\text{m/s}, 40\text{m/s}$
- Constant air flow with various lasting duration : $V = 30\text{m/s}; \Delta t = 5\text{s}, 10\text{s}, 15\text{s}$ and 30s
- Reciprocating air flow : $T = 6\text{s}; \text{Amplitude} = 10\text{m/s}, 20\text{m/s}, 30\text{m/s}$

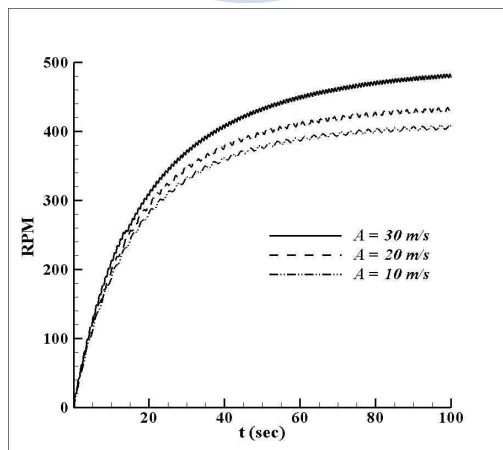
Fig. 4.5.7은 각 입력 조건하에서의 계산 결과를 보여주고 있다. 일정한 유속을 지속적으로 적용했을 경우, 터빈이 정지 상태에서부터 회전하기 시작하여 가속되는 과정을 Fig. 4.5.7(a)에서 보여 주고 있다. 20m/s 와 30m/s 인 경우에는 특정 회전수에서 더 이상 가속이 안 되고 수렴이 되는데, 40m/s 인 경우는 회전수가 1000이상이 되어도 수렴을 하지 않는다. Fig. 4.5.7(b)는 일정한 시간 간격 동안 입력을 적용했을 경우의 결과이다. 유속 입력이 적용되는 기간 동안은 가속현상을 보이다가, 유속 입력을 제거하니 회전수가 감소하는 전 과정을 모사 할 수 있음을 확인 할 수 있다. Fig. 4.5.7(c)는 왕복속도가 입력으로 적용 될 때의 계산 결과를 보여 주고 있다. 동일하게 정지 상태에서부터 가속을 하게 되는데, 왕복 유동으로 인하여 Fluctuation현상이 일어나고 있음을 확인 할 수 있다.



(a) Constant incident air flow



(b) Constant air flows with various lasting duration



(c) Uniform sinusoidal air flow

Fig. 4.5.7 Self-starting Characteristics

4.6 결론

본 장에서는 OWC형 파력발전장치의 2차 에너지 변환장치인 임펄스 터빈의 정상 성능해석을 위하여 MRF 기법을 이용한 회전체 계산 모델을 개발하였다. 임펄스 터빈의 최적화를 위하여 각 파라미터 별로 영향을 고찰 하였다. 날개 수, 허브 비, 날개 끝단 간격, 가이드 베인 각도, 날개 가이드베인 사이 간격, 날개의 Sweep angle, Staggered Blade 등의 영향을 고찰하고, 직경 산출 작업을 거쳐서 최종 직경이 $D=1.8\text{m}$, 날개 수 $z=26$, 허브 비 0.65인 250 kW급 임펄스 터빈을 설계하였다. 고성능 터빈 개발을 위하여 날개 끝단에 링을 설치한 Ring-type 임펄스 터빈을 개발하여 약 5%의 성능향상을 달성하였다.

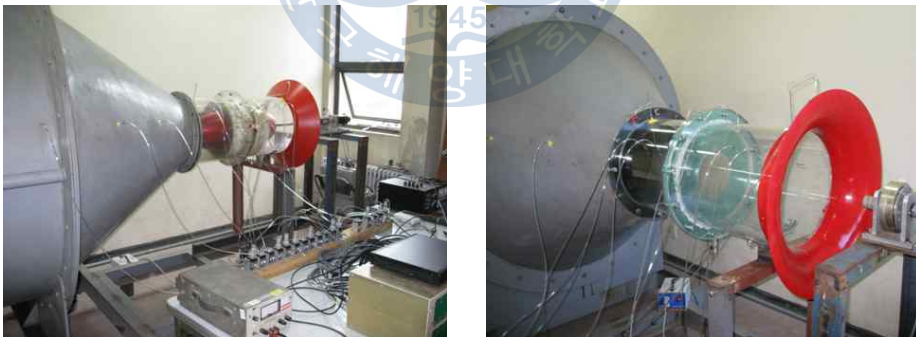
최종 설계된 임펄스 터빈의 자기기동 성능을 확인하기 위하여 터빈의 운동방정식에 기반을 둔 준 정상 자기기동 특성을 계산하였다. 최종 설계된 터빈과 Setoguchi 터빈을 비교하였는데, 거의 비슷한 성능을 보였다.

시스템의 실패역 작동환경에서 운용을 대비하여 Fully 비정상해석 모델을 개발하였다. 터빈의 운동방정식을 UDF로 편집하여 각 시간스텝에서 계산되는 토크를 각속도로 자동 계산하여 터빈에 적용함으로 수치해석을 수행해나가는 방법이다. 총 3가지 입력 조건하에서 계산을 수행하여서, 터빈의 정지 상태에서부터 안정된 회전수까지 도달하는 시간을 계산하였다. 균일 흐름이 지속적으로 들어올 때, 터빈의 회전수 증가로부터 수렴되는 과정을 모사하였고, 일정한 주기를 가지고 왕복흐름이 들어올 때, 터빈의 반응을 모사하였고, 마지막으로 균일흐름이 특정 시간 간격으로 들어올 때, 터빈의 회전수 증가로부터 정지하는 전 과정을 모사하였다. 이와 같은 비정상 해석의 성공은 타 신재생 에너지에도 적용될 수 있어, 아주 유용한 툴로 자리매김 할 것이라고 기대된다.

제5장 터빈의 영향을 모사하기 위한 기법연구

OWC형 파력발전시스템에서 1차변환장치인 챔버 입상에서는 터빈으로부터 전달 받을 수 있는 정보는 터빈으로 인하여 발생하는 압력강하가 유일한 물리량이다. 때문에 터빈영향을 고려한 공기실해석, 즉 OWC시스템 통합성능해석을 수행하기 위해서는 터빈의 압력강하를 고찰 할 필요가 있다. 본 연구에서는 터빈의 압력강하를 고찰하기 위하여 실험적인 방법으로 폴무를 이용하여 터빈의 작동시 발생하는 압력강하를 계측하였다. 또한 이와 비슷한 압력강하를 발생시킬 수 있는 오리피스를 찾기 위하여, 동일한 폴무에 오리피스를 설치하고 압력강하를 계측하였다. 또한 수치해석적인 방법으로 동일한 제원의 폴무를 모델링하여 오리피스를 설치하고 계산을 수행하여 실험치와 비교분석을 수행하였다. 본 장의 내용은 Liu et al. (2010b), Liu et al. (2012)에 의하여 발표되었음을 밝힌다.

5.1 실험을 통한 연구



(a) turbine test

(b) orifice test

Fig. 5.1.1 Experiment Set-up

실험은 한구해양과학기술원 선박해양플랜트연구소에 설치된 폴무를 이용하여 실험을 수행하였다. 폴무는 2kW AC모터를 사용하여 직경 1.5m인 피스톤을 내부에서 왕복운동시켜 덕트 내의 왕복유동을 발생시켜주도록 설계되어 있다. 모터의 RPM은 0~60까

지 연속으로 변할 수 있다. 모터의 회전운동을 피스톤의 왕복운동으로 바꾸어주기 위하여 Stroke 50cm의 크랭크를 사용하였고 이 크랭크의 Stroke은 0~50cm 범위에서 조절이 가능하다.

Table 5.1.1 Wave Simulator Test Rig (unit: mm)

| Size | | 1750W × 1500I.D. × 3900L × 1970H |
|------------------------|--------------|--|
| Main Base | Width Length | 1750 |
| | | 3900 |
| | | Side Base 900W×1000L |
| Air Drum (Cylinder) | Inner Dia | 1500 |
| | Out Dia | 1700 |
| | Length | 1000 |
| | Thickness | 6T |
| Air Cone | Dia | 1500 ~ 400 |
| | Length | 800 |
| | Thickness | 2T |
| Air Board (Piston) | I.D. | 1500 |
| | Thickness | 115.5 |
| | Guide Bar | 3 Points (No sliding friction) |
| | Air Gap | < 0.5 |
| Control System | Speed | 0 ~ 50 RPM Max |
| | Crank Stroke | 200 ~ 500 |
| | Crank Speed | 500 mm/sec |
| | Drive Unit | 3HP × 1/4: Geared Motor AC 220V × 3Phase × 4P |
| | Control | 7.5 KW Class Inverter |

Table 5.1.2 Configuration of Orifice Devices in the Experiments

| Orifice Parameter | Outer Diameter | Inner Diameter | Thickness |
|----------------------|-------------------|-------------------|-----------|
| 0.48D | 0.380m | 0.182m | 0.050m |
| 0.55D | 0.380m | 0.210m | 0.050m |

Table 5.1.3 Configuration of Impulse Turbine in the Experiments (unit: mm)

| Item | Material | Factor | Nomenclature | Value |
|-----------------|----------|-------------------------------|--------------|-------|
| Test Section | Acryl | Diameter | D | 380 |
| | | Length | L | 800 |
| Rotor blade | Aluminum | Number of rotor blade | z | 30 |
| | | Pitch | S_r | 33.8 |
| | | Chord length | l_r | 68.4 |
| | | Span | b | 56 |
| | | Mean radius | r_R | 161.5 |
| | | Radius of circular arc | r_r | 38.3 |
| | | Semi-major axis of ellipse | a | 159.3 |
| | | Semi-minor axis of ellipse | e | 52.4 |
| | | Round of blade end | | 0.56 |
| | | Inlet angle | γ | 60° |
| | | Tip clearance | | 1 |
| Guide vane | Aluminum | Number of guide vane | | 26 |
| | | Pitch | S_g | 39 |
| | | Chord length | l_g | 88.6 |
| | | Radius of circular section | R_a | 47.1 |
| | | Camber angle of guide vane | δ | 60 |
| | | Length of parallel section | | 44.1 |
| | | Thickness | | 0.5 |
| | | Setting angle | | 30° |

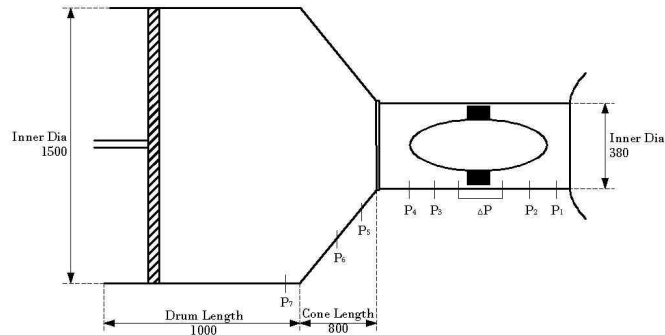


Fig. 5.1.2 Pressure Transducer Settlement in the Test Rig (Turbine Test)

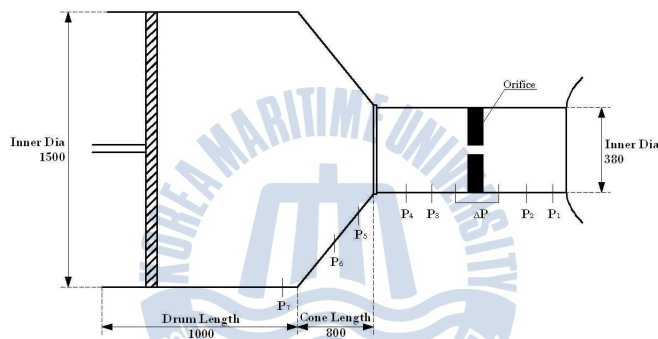


Fig. 5.1.3 Pressure Transducer Settlement in the Test Rig (Orifice Test)

터빈은 임펄스 터빈을 사용하였고 직경은 380mm이다. 날개의 개수는 30개 이고 고정식 가이드베인이 전, 후단에 각각 26개씩 설치되어 있다. 오리피스는 0.48D, 0.55D 직경비인 두가지 경우를 선정하여 실험에 사용되었다. Fig. 5.1.1은 세팅된 실험장비를 보여주고 있고, Table 5.1.1~ 5.1.3은 각각 폴무, 임펄스 터빈, 오리피스의 제원을 나타내고 있다.

Fig. 5.1.2와 5.1.3은 실험을 통하여 계측한 압력의 위치를 나타내는 그림이다. 총 7포인트에서 압력변화를 계측하였고 터빈과 오리피스의 전 후측에 차압계를 설치하여 이들 때문에 발생하는 압력강하가 어떻게 되는지 계측하였다. 터빈으로 인하여 발생하는 압력강하를 고찰함에 있어서 가장 중요한 것은 유량에 변화에 따른 압력강하의 변화이다. 실험에서 유량을 계측하기가 어려움이 있어서 공기의 압축을 무시하고 피스톤 운동의 주기와 진폭을 이용하여 유량을 역 계산 하였다.

실험에 선정된 주기는 진폭은 다음과 같다. 주기는 $F = 5, 10, 15, 20, 25, 30 \text{ Hz}$ 이고, 진폭은 $A = 20, 30, 40, 45, 50 \text{ cm}$ 이다.

Fig. 5.1.4는 임펄스 터빈 실험에서 각 계측 포인트에서의 압력변화를 보여주고 있는 그림이다. 진폭은 $A=0.4\text{m}$, 주기는 $F=15\text{Hz}$ 인 경우이다. 그림으로부터 확인 할 수 있듯이 P_1, P_2 의 압력은 거의 0에 가깝게 계측되었는데, 대기압과 통해 있는 위치이기 때문이다. 실험을 수행했던 모든 경우는 이와 같은 압력변화 경향을 보이고 있음을 확인 할 수 있다. 또한 압력의 변화 주기도 폴무의 피스톤 운동 주기와 동일한 것을 확인 할 수 있다.

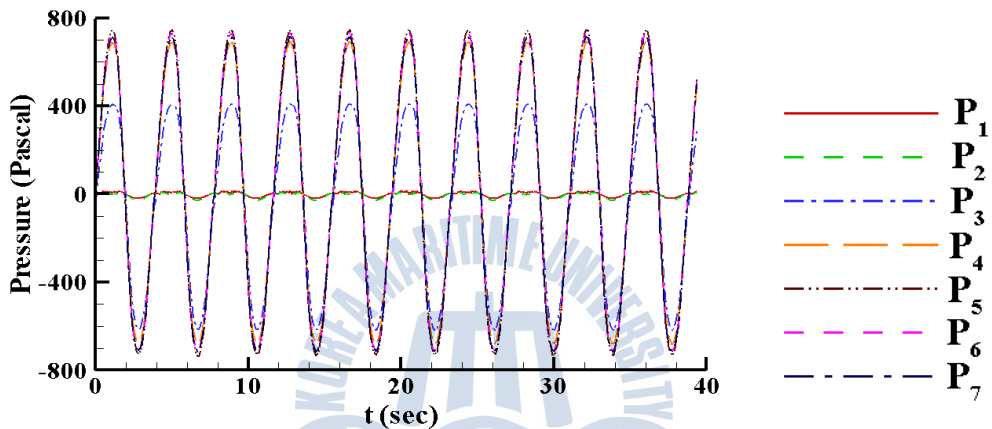


Fig. 5.1.4 Pressure Variation at Different Monitors for the Impulse Turbine
(Piston Motion: $A=0.4\text{m}$, $F=15\text{Hz}$)

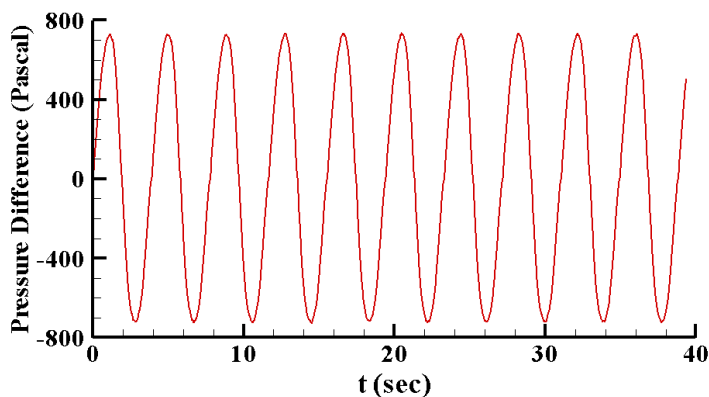


Fig. 5.1.5 Pressure Difference between Two Sides of the
Impulse Turbine (Piston Motion: $A=0.4\text{m}$, $F=15\text{Hz}$)

압력의 변화는 P3을 제외하고는 거의 비슷한 경향을 보여주고 있다. 음의 값, 즉 흡입시 측정된 압력값은 다른 포인트의 값과 거의 비슷하게 나타나는데, 양의 값, 즉 배기시 측정된 압력값은 현저히 작게 측정되었다. 이 현상으로부터 흡입을 발생시키는 당기는 운동이 배기를 발생시키는 밀는 운동보다 더욱 큰 압력을 발생시키고 있다는 것을 확인 할 수 있다.

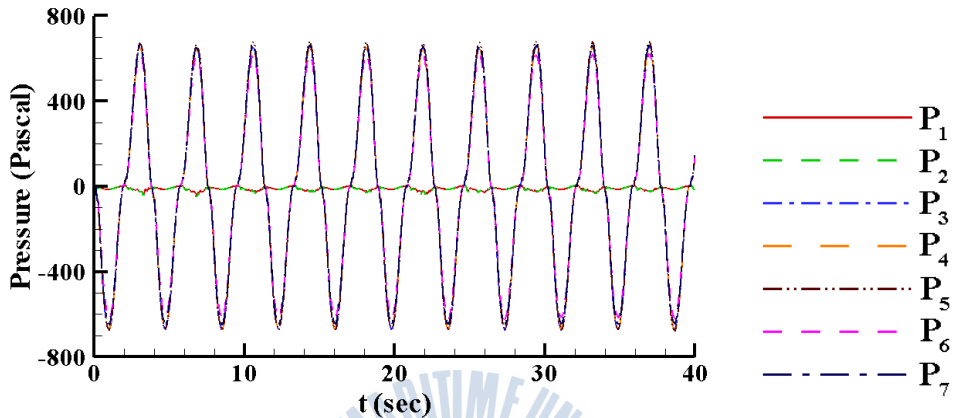


Fig. 5.1.6 Pressure Variation at Different Monitors for the Orifice Device
(Inner diameter of Orifice: 0.48D, Piston Motion: $A=0.4m$, $F=15Hz$)

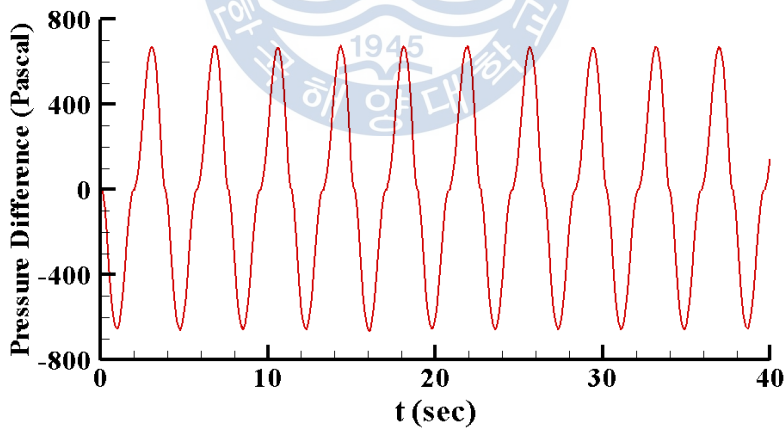


Fig. 5.1.7 Pressure Difference between Two Sides of the Orifice Device

(Inner diameter of orifice: 0.48D, Piston Motion: $A=0.4m$, $F=15Hz$)

Fig. 5.1.5는 임펄스 터빈의 전 후측에서 발생하는 압력강하의 변화를 나타낸 그림이다. 역시 진폭은 $A=0.4m$, 주기는 $F=15Hz$ 인 경우이다. 터빈 전 후 측에서 발생하는 압

력강하는 풀무 내부에서 발생하는 압력과 거의 비슷하게 나타났다. 그 이유는 터빈 바깥측은 대기압과 연결되어 있어서 압력이 거의 0에 가까웠기 때문이다.

Fig. 5.1.6은 동일한 피스톤 운동($A=0.4m$, $T=15Hz$)에서 $0.48D$ 직경비의 오리피스를 설치하고, 다양한 포인트에서의 압력변화를 나타낸 그림이다. 시간에 따른 압력변화 경향은 P3을 제외하고 임펄스 터빈과 거의 비슷한 경향을 보였다. P3 포인트에서의 압력 변화도 양의 방향과 음의 방향, 즉 배기와 흡기시의 차이가 없음을 확인 할 수 있다. 실제 파력발전시스템에서는 챔버 내의 압력으로 인하여 자유수면의 움직임도 변하게 되는데, 본 실험에서는 이러한 영향은 고려하지 못하고 피스톤의 강제 운동하에서만 실험을 수행 하였다.

Fig. 5.1.7은 오리피스 전 후측의 압력차를 나타낸 그림인데, 다른 위치의 압력과 거의 비슷한 경향을 보이고 있다. 하지만 오리피스 직경비가 바뀌었을 경우에는 압력강하 절대치가 변하고 있음을 확인 할 수 있었다.

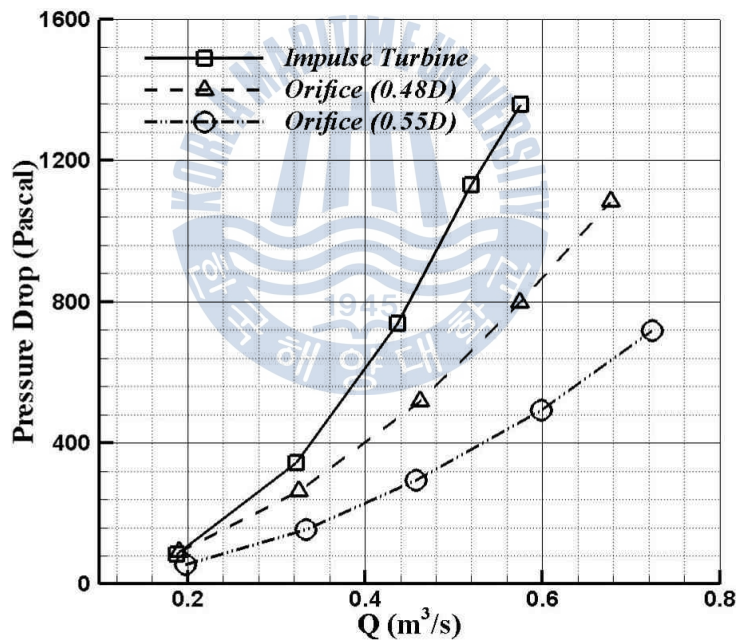


Fig. 5.1.8 Pressure Drop Variation Against the Air Flow Rates for Different Facilities

Fig. 5.1.8은 각 장치별로, 유량에 대한 압력강하를 나타내고 있는 그림이다. 여기에서 압력강하는 한 주기의 최대 압력변화를 시간 평균한 값이다. 압력강하는 유량이 증가함에 따라 증가하고 있다는 것을 확인 할 수 있고, 오리피스 직경비의 변화를 통하여 터빈의 압력강하를 대체할 수 있는 오리피스를 찾을 수 있음을 확인 할 수 있다.

5.2 수치해석을 이용한 연구

터빈을 대체하여 압력강하를 OWC 챔버 계산에서 적용하려면, 압력강하 장치에 대한 수치적인 연구가 선행이 되어야 된다. 실험에 사용되었던 폴무와 동일한 크기의 폴무를 모델링하여, 실험과 동일한 입력조건을 코딩하여 계산을 수행하였다. 폴무는 피스톤, 공기실, 덕트로 구성되어 있다.

CFD 상용 프로그램인 Fluent로 수치적으로 구현된 폴무의 성능을 검토하기 위하여 Fig. 5.2.1과 같은 모양으로 모델링을 하여서 성능을 검토하였다. 총 길이는 2.8m 이고 공기실과 덕트의 직경은 각각 1.5m, 0.4m 이다. 공기실 오른 편에 Piston을 설치하여 왕복운동을 할 수 있게 UDF를 적용하였고 그때 왼 편 덕트의 유속을 모니터링하여 취한 평균유속을 이론적으로 계산한 평균 유속과 비교 분석을 하였다.

피스톤의 운동은 다음과 같은 방정식에 의하여 싸인 운동을 하게 설정하였다.

$$x(t) = A \sin(\omega t) \quad (5.1)$$

시간에 대한 미분을 하면 속도를 얻게 된다.

$$V(t) = dx(t)/dt = \omega A \cos(\omega t) \quad (5.2)$$

시간 평균을 취한 유속은 다음과 같게 된다.

$$V_{avg.} = \frac{\int_{(n+\frac{1}{4})T}^{(n+\frac{3}{4})T} \omega A \cos(\omega t) dt}{T/2} \quad (5.3)$$

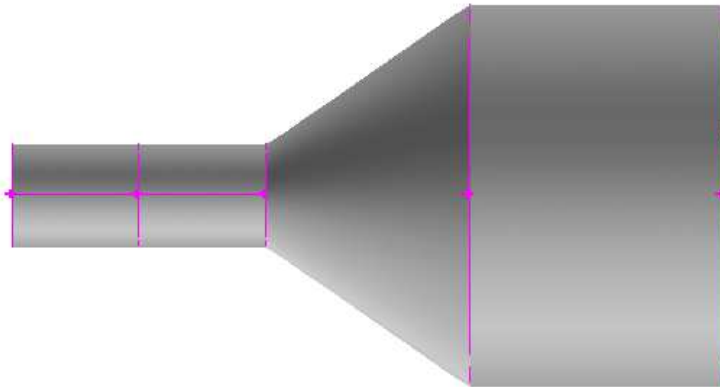
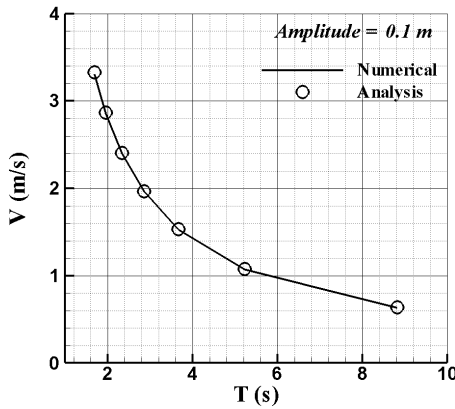
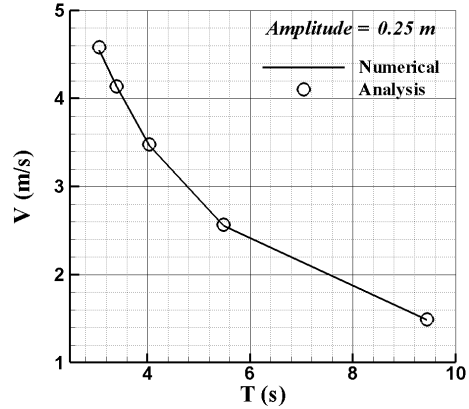


Fig. 5.2.1 Drawing of Wave Simulator



(a) A=0.10m



(b) A=0.25m

Fig. 5.2.2 Comparison of Time Averaged Air Flow Velocities in the Duct

Fig. 5.2.2는 덕트 내에 그 어떤 압력강화 장치도 설치하지 않고 계산한 결과를 보여주고 있다. 주기에 의하여 덕트 내 발생하는 유속을 비교한 그림인데, 해석값은 피스톤의 운동으로부터 산정한 값이고, 수치값은 덕트 내의 유속을 모니터링 한 값이다. 이로 부터 구축된 폴무는 덕트 내의 유량을 예측하는 능력이 충분하다는 것을 확인 하였고, 또한 피스톤의 운동으로부터 필요한 유량을 재생해 낼 수 있다는 것도 확인 하였다.

수치적인 연구에서는 압력강화를 발생시키는 장치로 오리피스와 Porous Media 모델을 채택하여 연구를 수행하였다.

5.2.1 Porous Media 모델

Porous Media 모델은 폭넓은 압력변화가 가능하여 널리 사용되고 있다. 본 모델이 Fluent에서 사용이 될 때는 존을 정의하여 그 존에 Porous Media 모델을 적용하면 된다. 압력강화는 inputting parameters를 조절함으로 필요한 압력강화를 얻을 수 있다.

Porous Media는 모멘텀 소스항을 표준 유동방정식에 추가함으로 모델링 될 수 있는데, 소스항은 점성 손실항과 관성 손실항으로 나누어진다. 다음과 같은 수식으로 표현이 된다.

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_j \right) \quad (5.4)$$

여기서 S_i 는 i 번째 모멘텀 방정식의 소스항을 나타내고, D 와 C 는 메트릭스를 나타

내고 있다. 모멘텀 소멸은 Porous 셀의 압력 기울기로 나타내고, 계산 셀의 속도에 비례하는 압력강하를 발생시킨다.

보다 간단하게 표현을 하면 다음과 같다.

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{a} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_i\right) \quad (5.5)$$

여기서 a 는 투과율이고, C_2 는 관성저항 계수이다. D 와 C 를 간단하게 $1/a$ 과 C_2 라는 대각선 매트릭스로 표현하였다. 속도성분은 한 방향만 고려하기 때문에 다시 정리를 하면 다음과 같다.

$$S = -\left(\frac{\mu}{a} V_D + C_2 \frac{1}{2} \rho V_D^2\right) \quad (5.6)$$

모멘텀 방정식을 생성한의 압력강하에 대하여 간단히 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta P = -S \Delta n \quad (5.7)$$

여기서 Δn 은 Porous Media의 두께이기 때문에 압력강하와 속도간의 관계는 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$\Delta P = -\left(\frac{\mu}{a} V_D + C_2 \frac{1}{2} \rho V_D^2\right) \Delta n \quad (5.8)$$

계산에 있어서 Porous Media 두께는 임펄스 터빈의 코드 길이로 고려할 수 있고, 관성저항 계수는 실질적인 계산을 통해서 찾아야 한다.

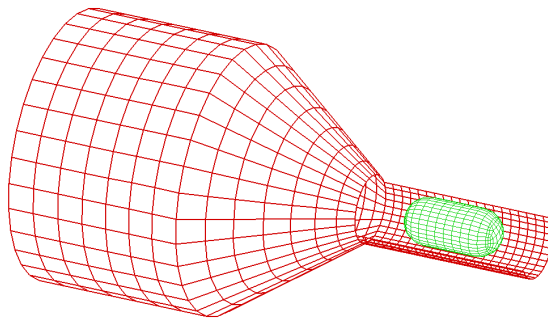


Fig 5.2.3 Geometries and Grid Structures for Porous Media Model

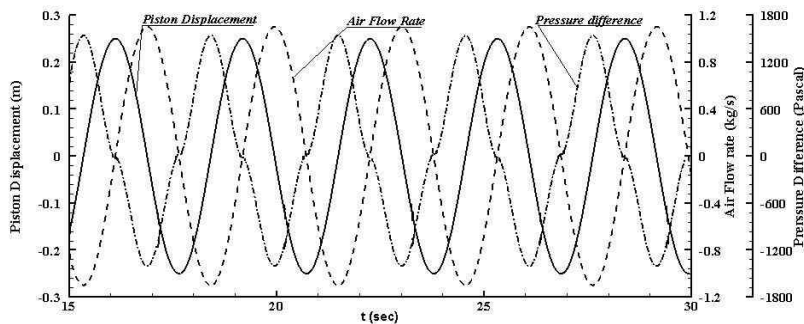


Fig. 5.2.4 Time History of Piston Motion, Air Flow Rate and Pressure Difference for Porous Media Model

Fig. 5.2.3은 Porous Media 모델의 형상과 격자구조를 보여주고 있다. Fig. 5.2.4는 시간에 따른 피스톤의 변위와 덕트 내의 유량, 그리고 공기실 내의 압력의 변화를 나타낸 그림이다. 피스톤의 운동 진폭은 $A=0.25\text{m}$, 주기는 $T=3.07\text{s}$ 이다. 피스톤의 운동과 유량 및 압력의 변화는 위상 차이가 있음을 확인 할 수 있다. 이런 현상은 압력강하 장치가 없는 경우와는 완전히 정반대인 것으로 나타났다.

Fig. 5.2.4는 피스톤의 운동주기에 따른 압력강하를 나타낸 그림이다. 여기서 사용된 실험결과는 임펄스 터빈의 압력강하이다. 동일한 피스톤 운동 진폭에서 주기가 증가함에 따라 압력강하는 감소하고 있는 현상은 실험값이나 수치해석 값 모두 동일하다. 하지만 정성적으로 보면, 실험값과 수치해석 값이 완벽하게 일치하는 곳은 한 포인트 밖에 없다. 즉 교차점은 한 곳 밖에 발생하지 않는다. 때문에 경우에 따라서 Porous Media 모델의 관성저항계수를 실시간으로 바꾸어 줘야 완벽한 터빈의 영향을 모사 할 수 있다는 것을 알 수 있다.

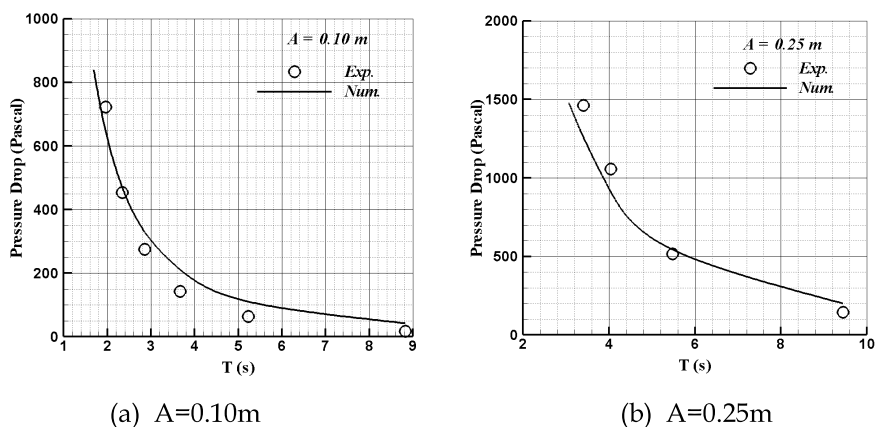


Fig. 5.2.5 Comparison of Pressure Drop Against the Variation of Piston Oscillating Periods for Porous Media Model

5.2.2 오리피스 모델

오리피스는 유체유동의 유량을 계측하는 전형적인 장치이다. 벤추리 노즐과 같은 이치로 사용이 되는데, 베르누이원리에 의하여 압력과 유속간의 관계를 나타 낼 수 있다. 유속이 증가하면 압력강하도 증가하게 된다.

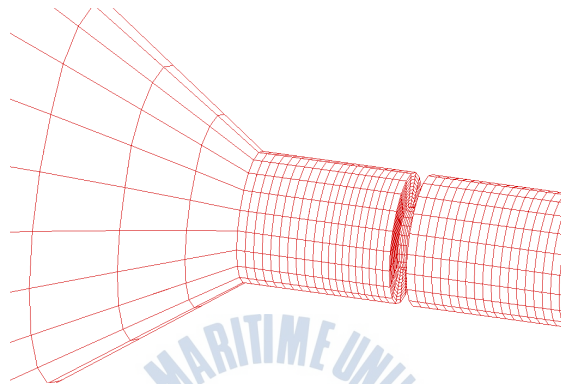


Fig. 5.2.6 Geometries and Grid Structures for Orifice Model

본 연구에서는 실험에서 사용되었던 오리피스 직경비와 같은 오리피스를 수치풀무에 설치하고 동일한 조건으로 계산을 수행하여서 실험치와 비교를 하였다. Fig. 5.2.6은 오리피스 모델을 설치한 풀무의 형상과 격자구조를 나타내고 있다.

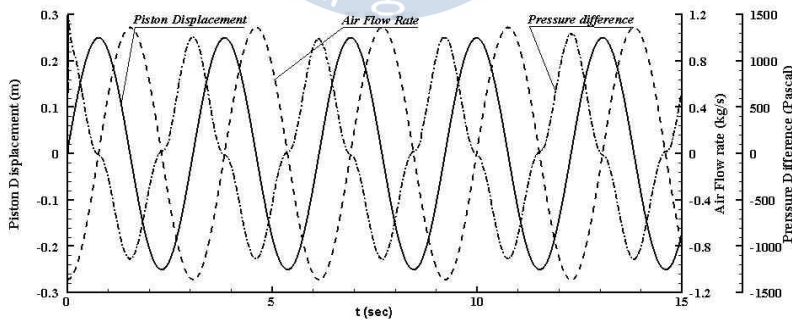
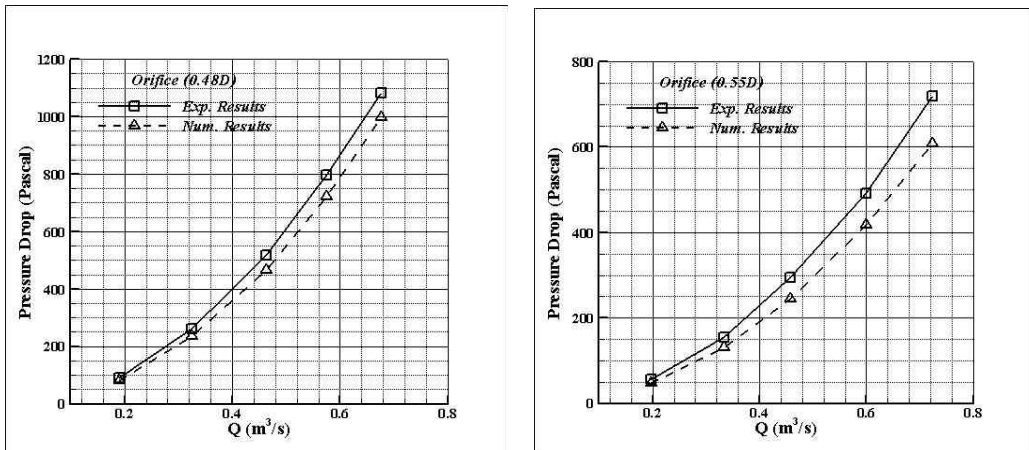


Fig. 5.2.7 Time History of Piston Motion, Air Flow Rate and Pressure Difference for Orifice Device

Fig. 5.2.7은 오리피스를 설치하고 계산을 수행 했을 때, 시간에 따른 피스톤의 변위 변화곡선과 덕트 내 유속 및 공기실내 압력의 변화 곡선을 비교한 그림이다. 이들 사이에는 분명한 위상차이가 있음을 확인 할 수 있다. 유량과 압력변화 곡선 사이에는 180

도의 위상차이가 발생하는데, 압력이 높을 때에는 유량이 발생하지 않다가 압력이 감소해야만 유량이 발생한다는 것을 의미한다.



(a) Orifice (0.48D)

(b) Orifice (0.55D)

Fig. 5.2.8 Comparison of Pressure Drop with Exp. and Num. Results

Fig. 5.2.8은 수치적으로 구현된 폴무에서 계산된 압력강하를 검증하기 위하여 실험적으로 측정한 압력강하와 비교 분석을 하였다. (a)는 0.48D 인 오리피스가 설치된 경우이고 (b)는 0.55D 의 오리피스가 설치된 경우이다. 정성적으로는 일치한 경향을 보이고 있지만 정성적으로는 계산된 압력강하가 다소 작게 계산 된 것을 확인 할 수 있다. 이는 실험적으로 측정에 있어서 존재하는 불확실성 요인, 그리고 계산함에 있어서 격자의 영향 등이 유발하는 차이로 사료가 된다.

Fig. 5.2.9는 터빈이 발생시키는 압력강하와 오리피스가 발생시키는 압력강하를 비교한 그림이다. 특정한 오리피스 직경 하나로 터빈을 완벽하게 모사하는 것은 불가능 하지만 터빈으로 인하여 발생되는 압력강하 곡선을 보면 오리피스 직경비의 특정 범위 안에 있는 것을 확인 할 수 있다. 이로부터 터빈의 영향을 모사하려면 경우에 따라 0.4D와 0.5D의 직경비를 가지는 오리피스 범위 내에서 다양한 오리피스가 요구된다는 것을 알 수 있다.

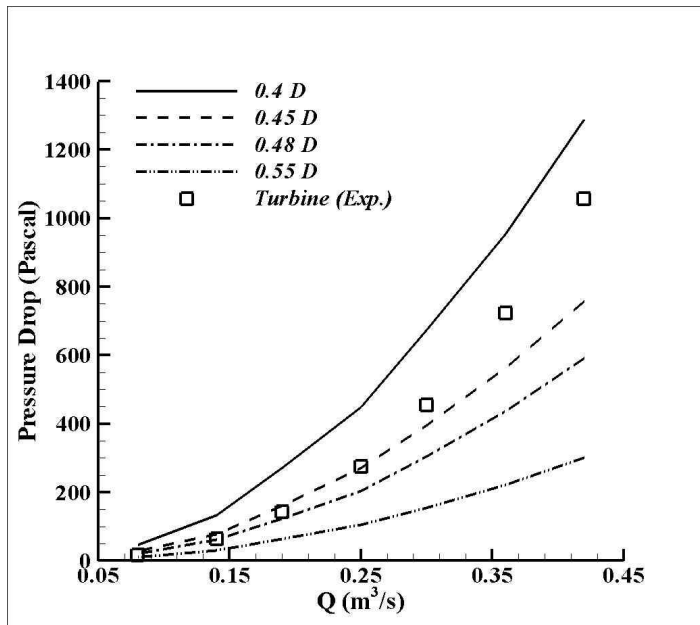


Fig. 5.2.9 Comparison of Pressure Drop with Turbine and Orifice

5.3 결론

본 장에서는 그동안 단독적으로 수행했던 연구를 통합하여 수행하여야 보다 현실에 가까운 연구를 진행할 수 있기 때문에 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버 해석을 수행하기 위하여 오리피스 모델을 채택하여 터빈의 영향을 모사하기 위한 기법연구를 수행하였다. 임펄스 터빈이 발생시키는 압력강하와 오리피스 모델이 발생시키는 압력강하를 비교하기 위하여 풀무에서 실험을 수행 하였다. 오리피스 모델을 수치조파수조에 적용하기 위하여 수치적으로도 모델링하여 실험과 비교하여 검증을 하였다. 또한 다양한 직경비를 가지는 오리피스를 모델링하여 터빈이 발생시키는 압력강하와 비교한 결과, 약 0.4D ~ 0.6D의 직경비 범위를 가지는 오리피스가 터빈의 영향을 잘 모사하고 있음을 확인 하였다.

제6장 터빈의 영향을 고려한 OWC 통합성능해석

터빈으로 인하여 발생하는 압력강하는 챔버 내의 자유수면의 움직임을 방해하게 되고, 그로 인한 시스템의 성능저하도 초래하게 된다. 때문에 설계했던 성능에 못 미치는 경우가 발생하게 된다. 때문에 본 장에서는 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버 통합성능을 고찰하고자 한다. 터빈의 영향을 모사하기 위하여 전장에서 연구된 내용이 적용되었다. 터빈의 영향을 가장 잘 모사한다고 판단되는 오리피스를 선택하여 덕트에 설치한 후, 실험과 계산을 수행하여 OWC시스템의 통합성능을 고찰하였다. 본 장의 내용은 Liu et al. (2009), Liu et al. (2012)에 발표되었음을 밝힌다.

6.1 실험을 통한 챔버 형상에 따른 자유수면 고찰

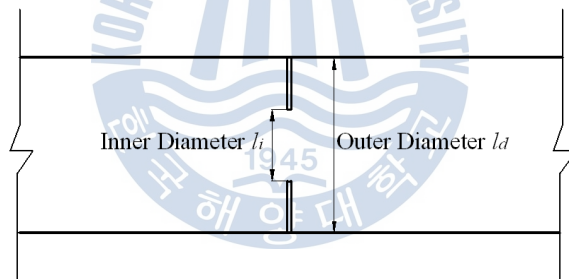


Fig. 6.1.1 Schematics of Orifice Devices Installed in the Duct

공기실은 1차 에너지 변환장치로서 입사파 파랑에너지를 덕트 내의 왕복유동 에너지로 변환시키는 역할을 한다. 덕트 내 공기흐름의 유량은 결국 자유수면의 운동에서 만들어 지는 것이다. 때문에 챔버 내 자유수면의 운동을 고찰 하는 것이 중요하다.

실험은 한국해양과학기술원에서 두가지 형상의 공기실에 대하여 수행되었다. 첫 번째 형상은 덕트가 챔버 상단에 수직으로 한 기만 설치된 경우이고, 두 번째 형상은 두 기의 동일한 덕트가 챔버 후단에 수평으로 설치된 경우이다. 오리피스는 두 번째 형상의

덕트에 설치시켰다. 오리피스와 형상은 Fig. 6.1.1과 같고 Fig. 6.1.2와 6.1.3은 챔버의 형상을 나타내고 있다.

Table 6.1.1은 공기실의 구체적인 재원을 정리해 놓은 도표이다. 챔버의 재원은 실물 크기의 재원임을 밝힌다.

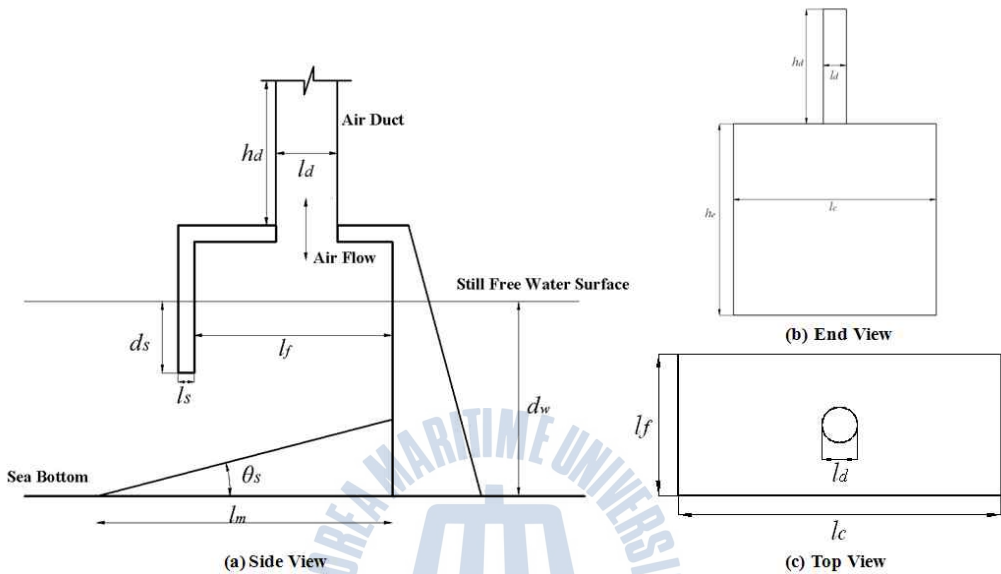


Fig. 6.1.2 Schematics of OWC Chamber with the Duct Installed on the Top

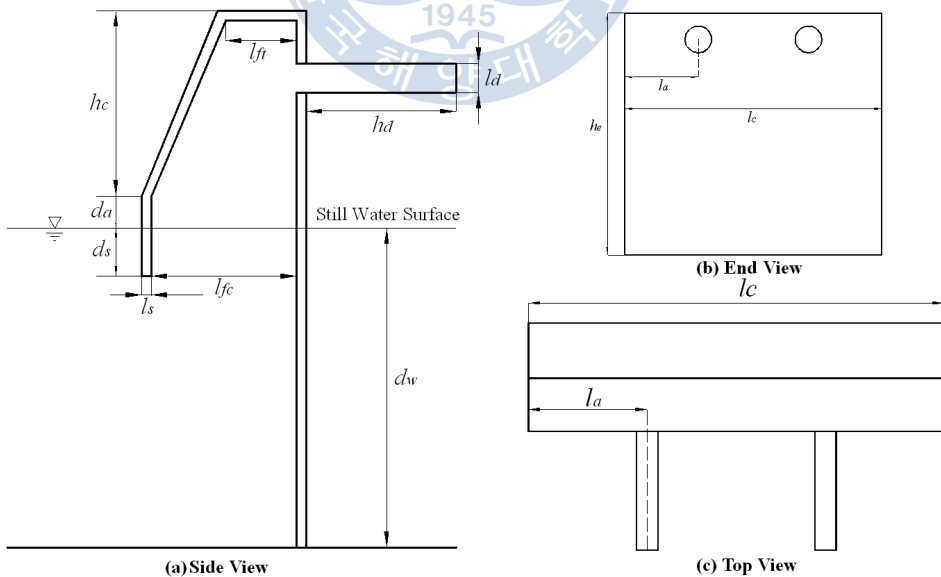


Fig. 6.1.3 Schematics of OWC Chamber with Two Ducts Installed on the Side

Table 6.1.1 Experimental Cases with Various Shape Parameters (Unit in Prototype: m)

| Item \ Case | 01 | 02 | 03 |
|---------------|-------|--------------|--------------|
| Duct Position | Top | Ending Wall | Ending Wall |
| Duct Number | 1 | 2 | 2 |
| d_w | 16.0 | 20 | 20 |
| l_f | 6.0 | 9.1 | 9.1 |
| l_s | 1.0 | 0.6 | 0.6 |
| l_d | 1.5 | 1.8 | 1.8 |
| l_c | 13.72 | 35 | 35 |
| d_s | 3.5 | 3.0 | 3.0 |
| h_e | 30.8 | 33.0 | 33.0 |
| h_d | 13.72 | 10.0 | 10.0 |
| θ_s | 26° | 0° | 0° |
| d_a | | 2.0 | 2.0 |
| h_c | | 11.0 | 11.0 |
| l_{ft} | | 4.45 | 4.45 |
| l_a | 6.86 | 10.0 | 10.0 |
| l_i | | 0.86 (0.48D) | 0.99 (0.55D) |

Fig. 6.1.2, 6.1.3과 Table 6.1.1에 표시되어 있는바와 같이 d_w 는 정수 깊이를 나타내고, l_f 는 챔버 길이, l_s , l_d , l_c , d_s , h_e , h_d 는 각각 스커트 두께, 덕트 직경, 챔버 폭, 스커트 홀수, 챔버 높이, 덕트 길이를 나타내고 있다. θ_s 는 바닥 경사의 각도를 나타내고, d_a 는 스커트의 수면위 높이, h_c 는 챔버 상단 경사면의 수직높이, l_{ft} 는 챔버 상단 넓이, l_a , l_i 는 각각 덕트의 폭방향 위치, 오리피스의 직경을 나타내고 있다.

시스템 운용에 있어서 챔버내 자유수면의 운동은 시스템 전체의 성능을 결정짓는 가장 중요한 물리량이다. Case 2, 3 실험에서는 파고계를 Fig. 6.1.4와 같이 분포시키고 공기실내 파고의 변화를 측정하였다. Case 1의 실험에서는 오직 챔버 가운데서만 파고를 측정하였는데, 오리피스가 없는 경우이다.

Fig. 6.1.5는 서로 다른 챔버 형상에 대하여 공기실내의 자유수면의 변화를 비교한 그림이다. 이 경우, 파고의 측정은 챔버 중앙에서 실시하였다. 공기실내의 주유수면의 운동은 상대파고라는 무차원수로 표현을 하였는데, 공기실내의 파고를 입사파고로 무차원

한 값이다. 입사파 주기에 대한 영향은 무차원 수인 λ/L_f 를 이용하여 표현하였다. 즉 파장을 챔버 길이로 무차원한 값이다.

Fig. 6.1.5를 보면, 오리피스에 있는 경우와 없는 경우에 분명한 상대하고의 차이가 있는 것을 확인 할 수 있다. 오리피스가 없는 경우에는 상대파고는 파장-공기실 길이가 증가함에 따라서 두 형상 모두가 증가하고 있음을 알 수 있다. 약간의 차이가 있는데, 이는 챔버 길이 및 덕트의 직경에 따른 영향이라고 판단된다.

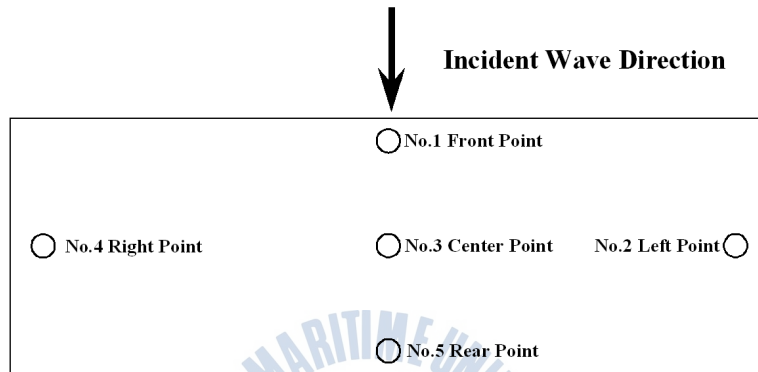


Fig. 6.1.4 Wave Gauge Position Distribution for Case 2~3

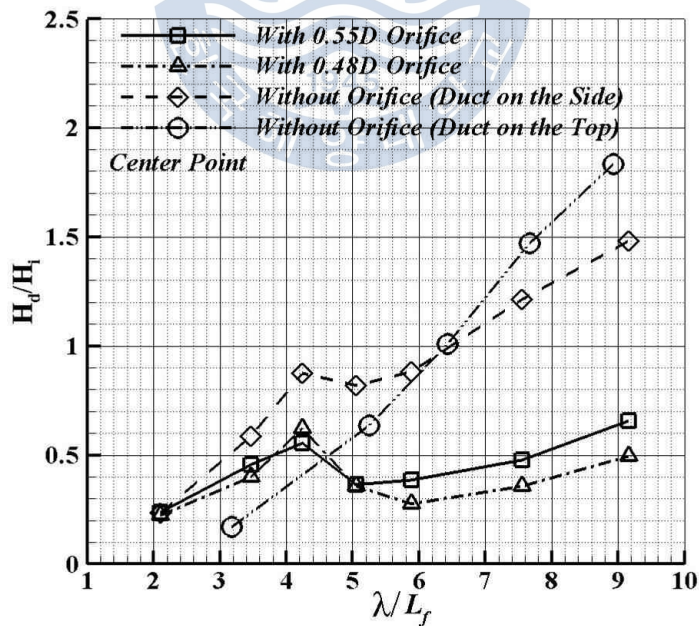
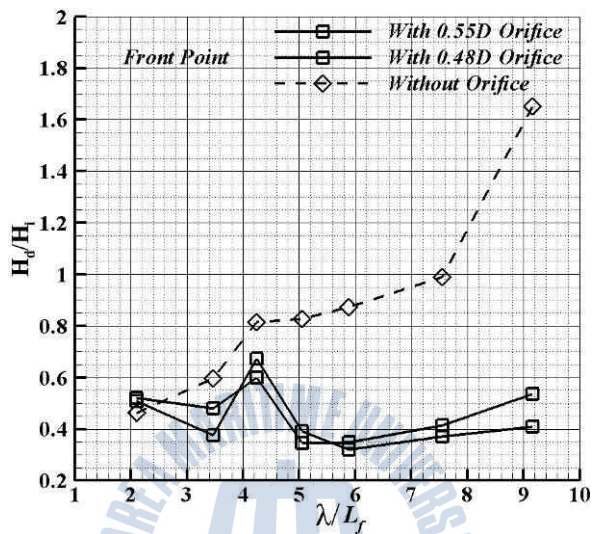
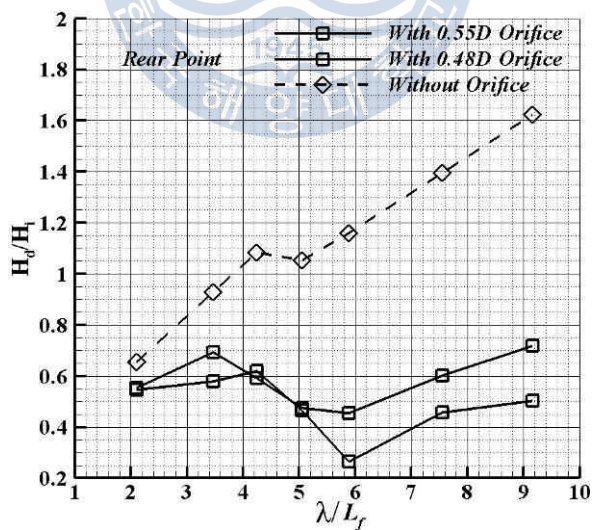


Fig. 6.1.5 Comparison of Wave Elevation at the Center Point in the Chamber

오리피스에 없는 경우와는 달리, 오리피스가 있는 경우에는 파장-공기실 길이 비가 증가함에 따라 상대파고의 증가도 아주 미소함을 확인 할 수 있다. 파장-챔버 길이 비가 5 보다 작을 경우에는 오리피스 직경비의 영향이 거의 없이 아주 비슷한 변화 경향을 보였다. 5 보다 커지면서 두 경우의 차이가 비교적 선명하게 나타났는데, 이는 파장이 길어지면서 챔버 내의 압력도 증가하고 있음을 보여주고 있다.



(a) No. 1 Front Point



(b) No. 5 Rear Point

Fig. 6.1.6 Comparison of Wave Elevation at the Front and Rear Point

경우에 따른 챔버 내 자유수면의 분포를 확인하기 위하여 입사파 방향과 입사파 방향과 수직되는 방향의 위치에 대한 자유수면 운동변화를 계측하여 비교하였다. Fig. 6.1.6은 입사파 방향에 위치한 파고계에서 계측한 자유수면 운동의 변화를 비교한 그림이다. 역시 상대파고를 이용하여 앞쪽과 뒤쪽, 즉 1번 계측 포인트와 2번 계측 포인트를 비교하였는데, 변화하는 경향은 거의 비슷한 것으로 확인 되었다. 다만 작은 파장의 경우가 큰 파장의 경우보다 챔버 내에서 출렁이는 현상이 더 분명하게 나타나는 것을 확인 할 수 있었다.

Fig. 6.1.7은 챔버 내의 좌, 우, 중앙측 위치 즉 입사파 방향과 수직되는 방향에서 발생하는 자유수면의 운동변화를 나타낸 그림이다. 오리피스 직경에 따른 영향은 별로 없는 것으로 확인 되었다. 하지만 입사파 방향과 수직되는 방향의 자유수면의 변화는 심한 것으로 나타났는데, 파장-챔버 폭 비가 3~6구간이 상대적으로 작은 구간과, 큰 구간보다 훨씬 심한 것으로 확인 되었다. 이는 특정 파장-챔버 길이 비에서 챔버 내 공진현상이 발생해서 일어나는 현상이라고 사료된다.

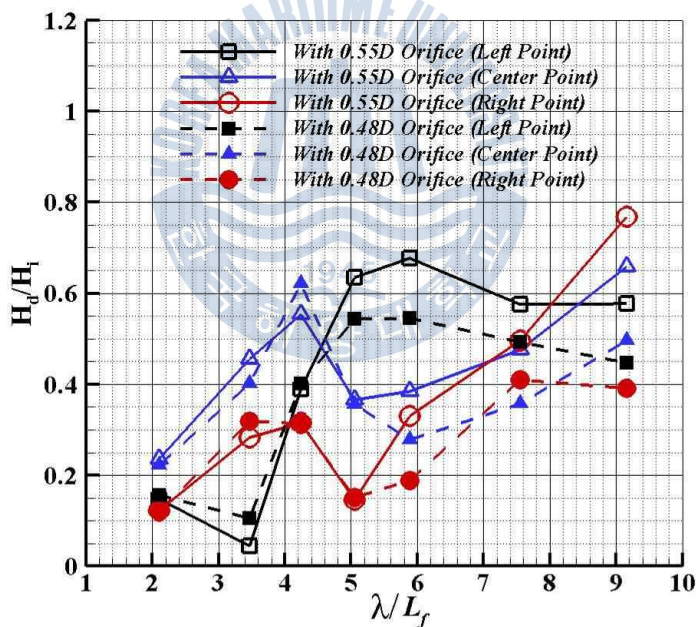


Fig. 6.1.7 Comparison of Wave Elevation at the Left and Right Point

6.2 통합 수치해석 결과의 검증

오리피스영향을 고려한 OWC 챔버 해석, 즉 통합수치해석 결과의 신뢰성을 검증하기 위하여 전절에서 설명된 챔버와 동일한 제원을 가지는 OWC시스템을 모델링하여서 계산을 수행하였다.

Table 6.1.1에서 설명한 바와 같이, Case 2인 경우 즉 $0.48D$ 의 오리피스 직경비를 갖는 경우를 모델링하여 검증 계산에 사용되었다. Fig. 6.2.1은 OWC 시스템의 형상과 격자 구조를 나타내고 있다.

검증을 위하여 시간에 따른 챔버 내 자유수면, 챔버 내 압력, 덕트 내 유속 변화를 선택하여서 실험치와 수치해석 결과를 비교 분석하였다. 비교를 통하여 통합 OWC 시스템의 에너지 변환의 물리적인 현상을 규명하고자 한다.

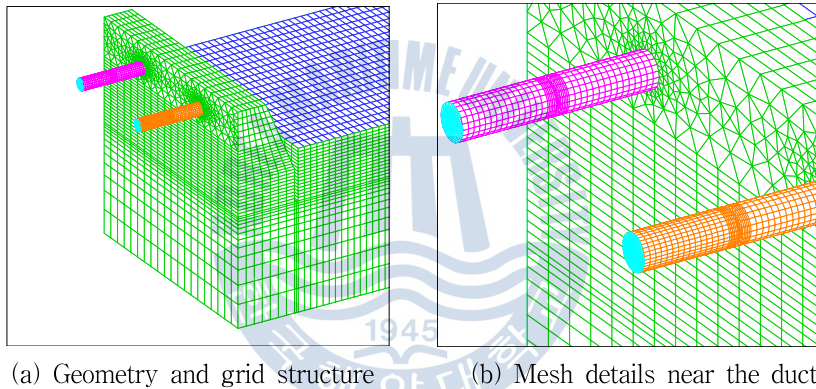


Fig. 6.2.1 Geometry and Grid Structure of Integrated OWC System

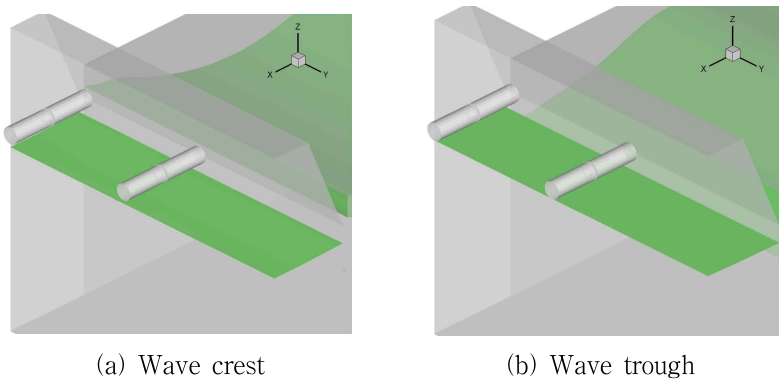


Fig. 6.2.2 Snapshot of Instantaneous Free Surface During Water Column Oscillation

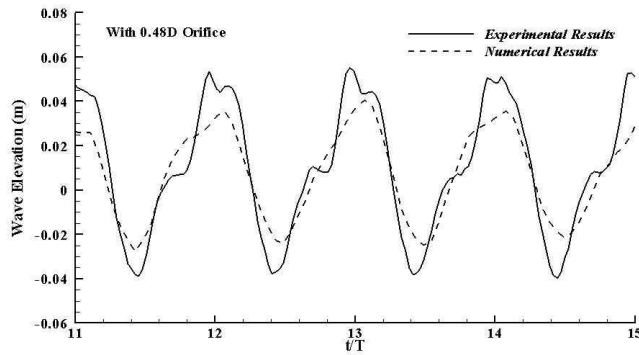


Fig. 6.2.3 Comparison of Time Histories of Wave Elevation at the Center Point

Fig. 6.2.2는 챔버 내의 진동수주가 상승할 때와 하강 할 때의 순간 포착스냅을 보여 주고 있다. 이로부터 본 모델은 챔버 안에서 발생하는 복잡한 자유수면의 운동을 정확하게 묘사할 수 있는 능력이 있음을 확인 할 수 있다.

시간에 따른 공기실내 중앙 지점에서 자유수면의 운동을 비교한 결과가 Fig. 6.2.3이다. ($H=0.286\text{m}$, <실물 $H=2.0\text{m}$ > $T=1.89\text{s}$, <실물 $T=5.0\text{s}$ > 모형과 실물의 축척 비는 1:7) 파랑 프로파일을 보면, 파정의 형상이 파자의 형상이 다른 것을 확인 할 수 있다. 파정의 형상은 비선형 특성이 발생되고 있음을 확인 할 수 있는데, 이는 자유수면을 누르는 챔버 내 압력의 불규칙한 분포로부터 일어나는 현상이라고 사료된다. 반대로, 파저 형상은 비교적 선형 특성을 보이고 있고, 진폭은 파정의 진폭 보다 작게 나타났다.

챔버 내 자유수면의 운동으로부터 얻은 파랑 프로파일, 진폭 모두 실험치와 수치해석 결과가 잘 일치하지 않는 것을 볼 수 있는데, 이는 실험을 수행할 때 안정성을 위하여 설치되는 부가적인 구조물로 인하여 발생하는 오차라고 사료된다.

Fig. 6.2.4는 시간에 따른 챔버 내 압력변화를 보여주고 있다. 수치해석결과와 실험치가 비교적 일치한 것을 확인 할 수 있다. 음의 방향의 압력변화 진폭은 양의 방향의 진폭보다 약 3배 정도가 더 크게 계측되었는데, 흡입 시 공기가 잘 빨려 들어오지 못하고 있음을 확인 할 수 있다.

Fig. 6.2.5는 시간에 따른 덕트 내 유속의 변화를 보여주고 있다. 압력의 변화와 비교하면 유속의 변화는 양의 방향이 오히려 음의 방향보다 크게 계측되고 있음을 확인 할 수 있다. 챔버 내에 압력이 작게 발생한다는 것은 유량이 많이 배출된다는 것을 의미하고, 챔버 내에 압력이 크게 발생한다는 것은 유량이 상대적으로 적게 흡입된다는 것을 의미한다. 이는 질량보존법칙을 만족하는 물리적인 현상이다. 실험치와 수치해석결과도

비교적 일치함을 확인 할 수 있다.

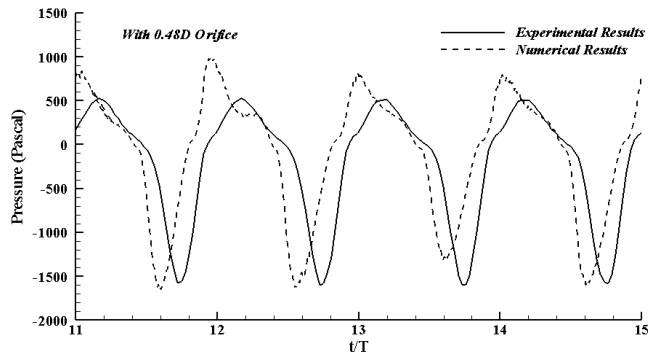


Fig. 6.2.4 Comparison of Time Histories of Air Pressure Difference between Two Sides of Orifice Device

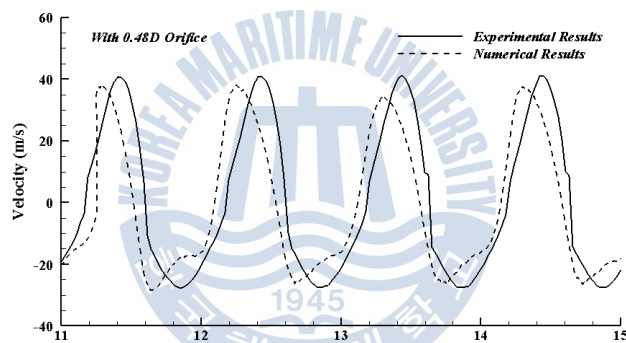
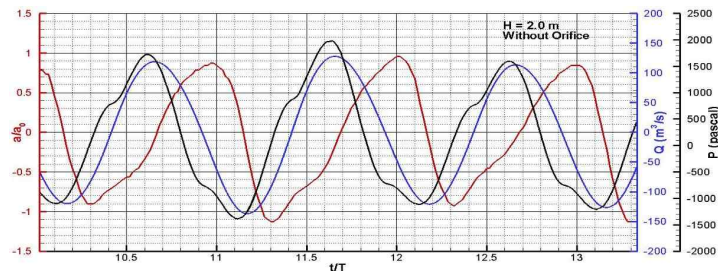


Fig. 6.2.5 Comparison of Time Histories of Air Flow Velocity in the Duct

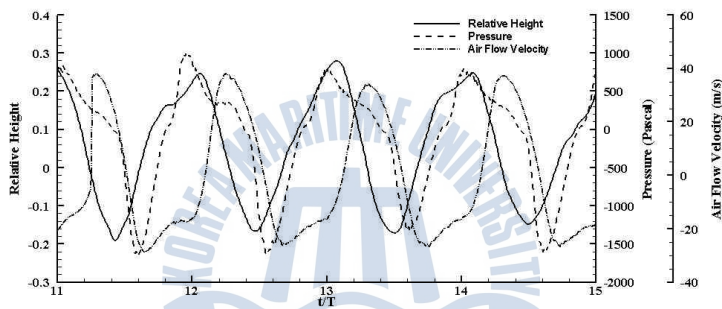
Fig. 6.2.6은 챔버 내의 상대파고, 챔버 내의 압력변화, 덕트 내의 공기 유량변화 사이에서 발생하는 위상변화를 보여주고 있다. 그림 6.2.6(a)는 오리피스가 설치된 경우이다. 자유수면의 변화와 챔버 내 압력, 덕트 내 유량의 변화사이에는 분명한 위상 차이가 발생하고 있음을 확인 할 수 있다. 위상 차이는 약 $T/2$ 정도가 나는데, 그 이유는 덕트에 유동을 방해하는 장치가 없기 때문이다. 배기와 흡입 때문에 발생하는 압력의 증가와 감소는 유량의 증가와 감소를 초래한다.

Fig. 6.2.6(b)는 오리피스가 있는 경우, 자유수면의 운동과 챔버 내의 압력변화 및 덕트 내의 유속변화 사이의 위상 차이를 보여주고 있는 그림이다. 오리피스가 있는 경우는 오리피스가 없는 경우와 현저하게 다른 위상차이 현상을 보이고 있다. 흐름을 가로

막는 오리피스스는 공기실내의 자유수면의 운동과 공기실내의 압력변화를 동시에 변화시키고 있음을 알 수 있다. 자유수면의 운동과 챔버 내 압력의 변화 사이에는 그다지 큰 위상 차이를 발생시키지 않았다. 덕트 내 유속의 변화는 다른 물리량과 약 $T/4$ 정도의 위상 차이를 보였다.



(a) without orifice device



(b) with orifice device (0.48D)

Fig. 6.2.6 Comparison of Phase Shift for Relative Height, Pressure Drop and Air Flow Velocity

6.3 수치해석을 이용한 통합성능해석

본 절에서는 오리피스 직경이 OWC 통합성능에 미치는 영향에 대하여 고찰하고자한다. 1절에서 소개한 챔버 형상을 토대로 계산을 수행하여 영향을 고찰하였다. 본 계산에서 사용된 입사파 파고는 $H=0.286\text{m}$ 이다.

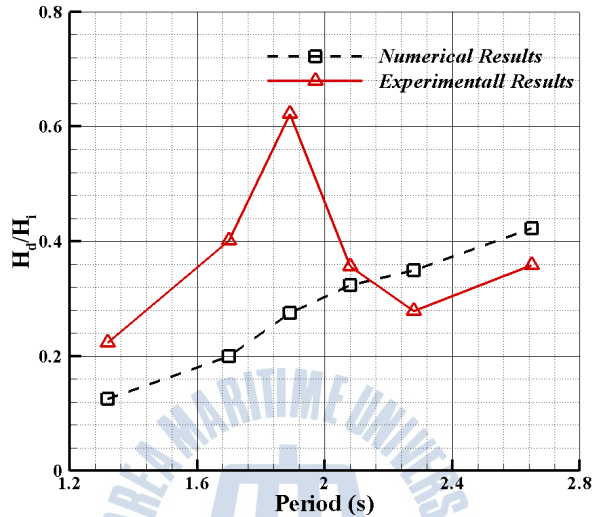


Fig. 6.3.1 Comparison of Relative Wave Height for 0.48D Orifice Device

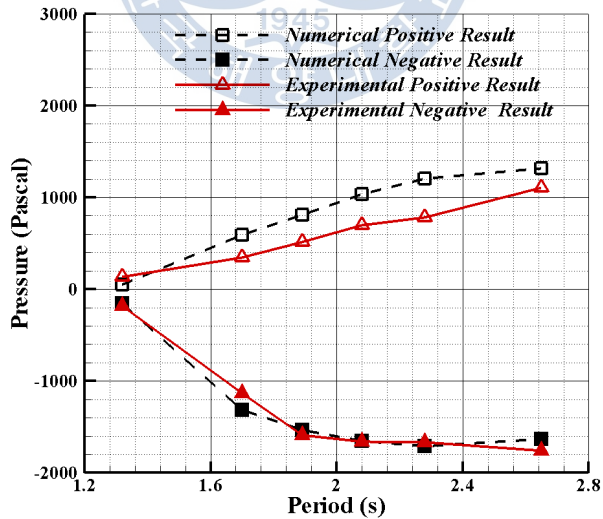


Fig. 6.3.2 Comparison of Pressure Difference for 0.48D Orifice Device

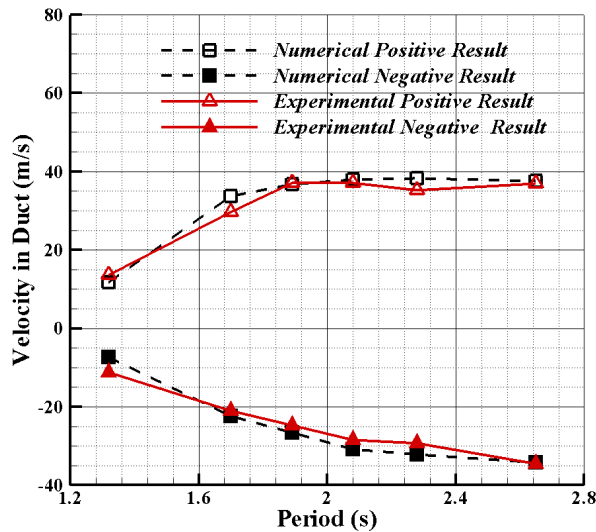


Fig. 6.3.3 Comparison of Air Flow Velocity for 0.48D Orifice Device

챔버 내 상대과고, 챔버 내 압력 변화, 덕트 내 유속의 변화에 대한 실험치와 수치해석 결과를 비교한 그림이 Fig. 6.3.1~6.3.6이다. 그중, Fig. 6.3.1~6.3.3은 오리피스 직경비가 0.48D 인 경우이고, Fig. 6.3.4~6.3.6은 오리피스 직경비가 0.55D인 경우 이다. 흡, 배기시 발생하는 양의 최대치와 음의 최대치를 정리하여 비교하였다. 결과로부터 알 수 있듯이 0.48D와 0.55D의 변화특성이 거의 비슷한 관계로 Fig. 6.3.1~6.3.6을 함께 토론하였다.

Fig. 6.3.1과 6.3.4를 보면, 입사파 주기가 $T=1.87s$ (실물 $T=5.0s$)인 경우에 실험치는 피크값이 관찰되었는데, 수치해석 결과에는 이와 같은 피크값이 없는 것을 확인 할 수 있다. 또한 전 입사파 주기에 거쳐서, 수치해석 결과는 실험치와 일치하지 않다는 것을 알 수 있다. 실험을 통하여 얻은 챔버 내 자유수면의 운동은 실험을 위한 부가 장치의 영향과 실험의 불확실성이 많이 포함되고 있지만, 수치해석의 경우는 이상적인 환경에서 계산되기 때문에 이로부터 오는 차이점이라고 사료된다.

Fig. 6.3.2와 6.3.5는 챔버 내 압력의 변화를 보여주고 있다. 흡입시 발생하는 챔버 내 음의 압력변화는 시험치와 비교적 일치함을 확인 할 수 있다. 배기 시 발생하는 압력변화는 수치해석을 이용하여 얻은 결과가 다소 크게 예측되었는데, 이는 Fig. 6.2.4에서도 동일하게 확인 할 수 있다.

Fig. 6.3.3과 6.3.6은 각 입사파 주기에 따른 덕트 내 유속의 변화를 비교한 그림이다. 실험치와 수치해석 결과가 아주 잘 일치하고 있음을 확인 할 수 있다. 배기시 발생하는

양의 압력변화와 달리, 덕트 내 유속의 양의 값은 실험치와 아주 일치함을 확인 할 수 있다. 이는 복잡하게 운동하는 자유수면 때문에 일어나는 현상이라고 사료된다. OWC 시스템에서 출력으로 내어주는 물리량은 덕트 내 유속이 된다. 유속이 터빈을 회전시켜 출력을 발생시키기 때문에, 수치해석과 실험의 비교에서 덕트 내 유속이 일치하는 것이 아주 중요하다.

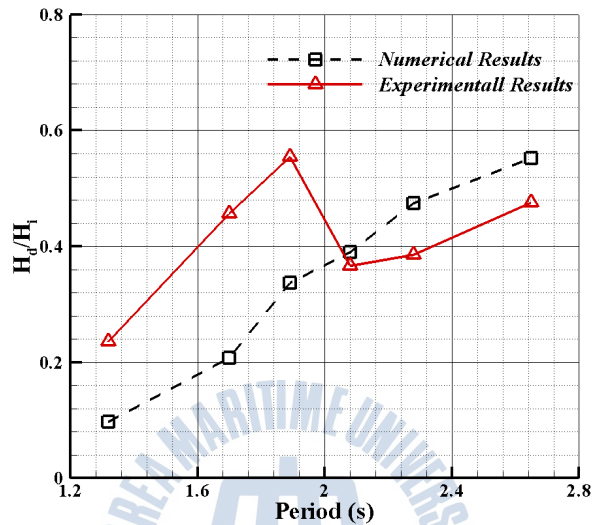


Fig. 6.3.4 Comparison of Relative Wave Height for 0.55D Orifice Device

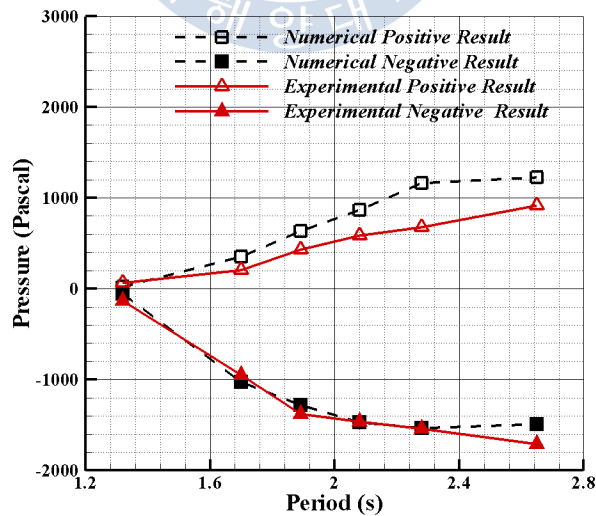


Fig. 6.3.5 Comparison of Pressure Difference for 0.55D Orifice Device

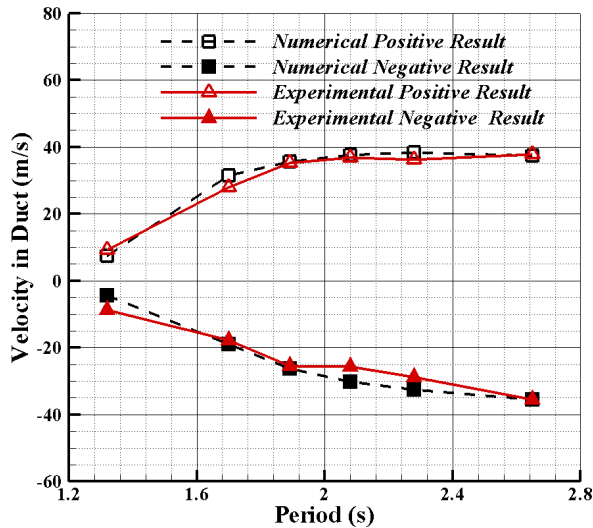


Fig. 6.3.6 Comparison of Air Flow Velocity for 0.55D Orifice Device

Fig. 6.3.7은 덕트에 오리피스가 설치된 경우와 설치되지 않은 경우의 챔버 내 상대파고를 비교한 그림이다. 입사파 주기의 증가에 따라 챔버 내 상대파고도 증가하고 있음을 알 수 있다. 오리피스가 없는 경우는 있는 경우보다 현저하게 챔버 내 상대파고가 높게 나타났는데, 특히 장주기로 갈수록 차이가 더 많이 났다. 오리피스가 있는 경우에는 두 경우가 비슷한 경향을 보였다. 하지만 장주기로 갈수록 0.55D의 경우가 0.48D 경우보다 챔버 내 상대파고가 약간 높은 것으로 확인되었는데, 이는 작아진 오리피스 직경이 챔버 내의 압력을 증가시켜서 자유수면의 운동을 방해했기 때문이다.

Fig. 6.3.8은 오리피스가 있는 경우와 없는 경우의 챔버 내 압력변화를 비교한 그림이다. 오리피스가 없는 경우의 챔버 내 압력변화는 오리피스가 있는 경우보다 현저하게 작게 나타났다. 이는 오리피스가 덕트내 유동을 막아서 챔버 내의 압력변화를 급격하게 상승시키고 있다는 것을 설명하고 있다. 두 오리피스 직경비 사이의 영향은 거의 비슷한 경향을 보이는 것으로 확인되었다. 0.48D의 경우 0.55D의 경우보다 최대 약 15%의 압력이 더 높게 예측이 되었다. 또한 전 입사파 주기에 걸쳐 배기 시 발생하는 압력의 변화가 흡기 시 발생하는 압력의 변화 보다 작게 예측되었는데, 이는 흡기시 덕트로부터 빨려 들어오는 유량이 적기 때문에 일어나는 현상이라고 사료된다. 이 현상은 Fig. 6.2.4에서도 확인 할 수 있다.

Fig. 6.3.9는 오리피스가 있는 경우와 없는 경우의 덕트 내 유량의 변화를 보여 주고 있다. 오리피스가 있는 경우, 두 오리피스 직경비 사이의 영향은 거의 없는 것으로 나

타났다. 하지만 오리피스가 없는 경우에는 최대 약 3배 정도의 유량이 더 예측되었다. 오리피스 직경비 차이에 의한 영향은 약 10% 정도가 되는 것으로 확인 되었다.

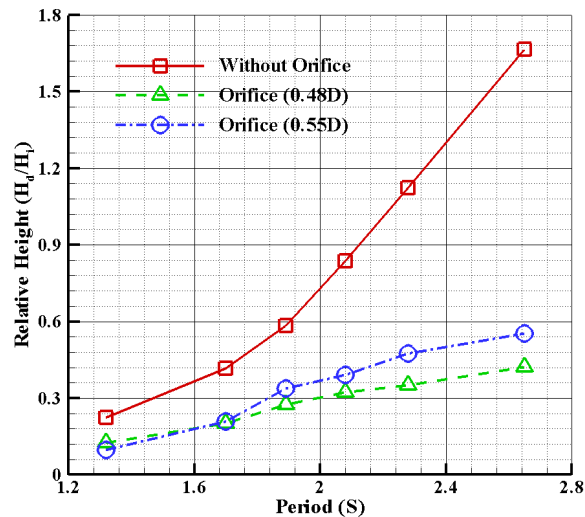


Fig. 6.3.7 Comparison of Relative Height between With and Without Orifice

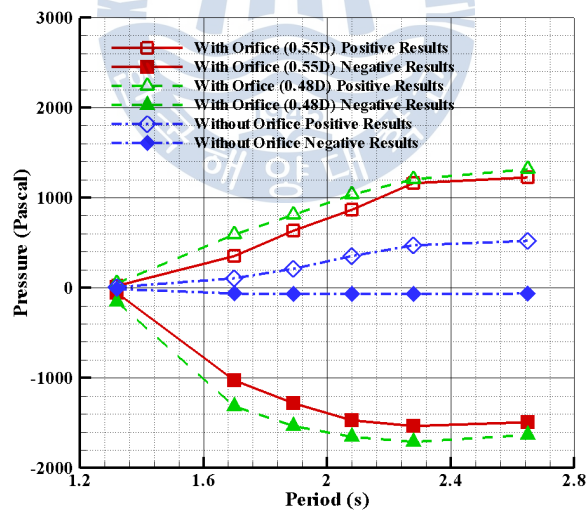


Fig. 6.3.8 Comparison of Pressure Difference between With and Without Orifice

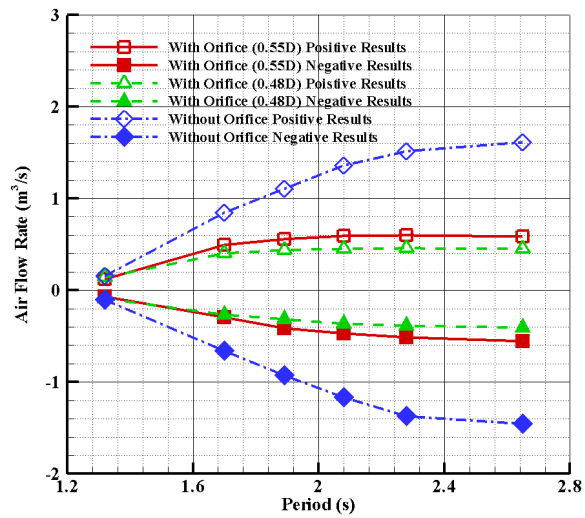


Fig. 6.3.9 Comparison of Flow Rate in Duct between With and Without Orifice



6.4 구조물에 작용하는 유체력 계산

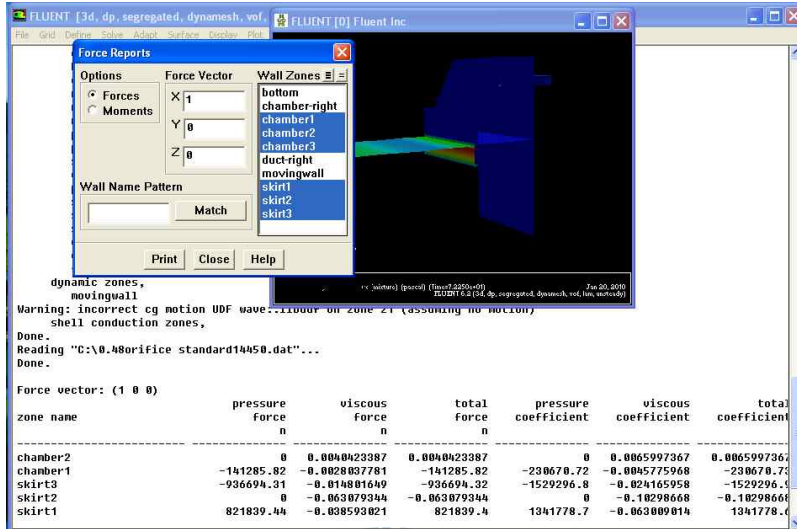


Fig. 6.4.1 Fluent Option in the Wave Force Calculation

수치해석에 사용되는 상용 CFD 코드인 Fluent는 계산중 구조물에 작용하는 힘을 계측할 수 있다. 챔버 내 자유수면의 변화, 챔버 내의 압력변화, 덕트 내 유량의 변화와 같은 시스템의 작동성능을 계산하는 동안 구조물에 작용하는 힘도 함께 계산이 된다.

해안 혹은 해상 구조물의 안정성은 불규칙한 해양환경 때문에 항상 위협을 받고 있다. 해상에 설치되는 OWC 형 파력시스템도 마찬가지로 외부 파력으로 힘을 받고 있다.

구조물에 작용하는 유체력에 있어서 수평방향의 힘이 안정성 계산에 있어서 가장 중요한 물리량이다. 때문에 시스템에 대한 성능해석 시 수평방향의 힘만 계측하였다. Fluent에서 파랑으로부터 받는 힘을 계측하기 위해서는 구조물에 대한 힘을 선택하기만 하면 된다. 때문에 다른 전통적인 방법보다 쉽게 유체력을 구할 수 있고, Fig. 6.4.1은 설정 과정을 보여주고 있다.

구조물 형상은 Fig. 6.1.3에 나타난 바와 같고, 구체적인 제원은 Table 6.1.1의 Case 2와 같다. 다양한 입사파고가 공기실에 가해지는 유체력의 시간에 따른 변화를 계산한 결과가 Fig. 6.4.2에 나타나있다. 입사파 주기는 $T=6.0s$ 로 고정 시켰다. 구조물에 가해지는 유체력도 입사파와 같이 사인 곡선을 보이고 있고 가해지는 주기도 입사파와 같음을 확인 할 수 있다.

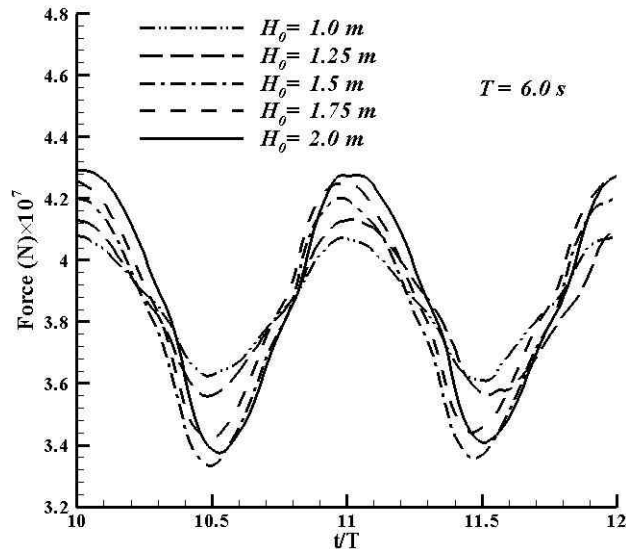


Fig. 6.4.2 Wave Force Variation for Different Incident Wave Height

입사파고가 증가하면 구조물에 작용하는 유체력 진폭도 증가하고 있음을 알 수 있다. 하지만 입사파고가 $H=1.5\text{m}$ 인 경우에는 다른 경우 보다 최소 유체력이 더 작게 나타났다. 구조물에 작용하는 유체력의 범위는 $3.3 \times 10^4 \text{ kN} \sim 4.3 \times 10^4 \text{ kN}$ 인 것으로 계산이 되었다.

6.5 결론

본 장에서는 OWC 시스템의 통합성능해석을 수행하였다. 통합성능해석을 통하여 챔버 내 자유수면의 운동과 덕트 내 유량의 변화, 챔버 내 압력의 변화를 고찰하였다. 챔버 내 압력의 변화는 흡기시 발생하는 압력 절대값이 배기시 발생하는 압력보다 더 큰 것을 확인 하였다. 하지만 덕트내 발생하는 유량은 흡기시 보다 배기시가 더 크게 나왔다. 이는 공기실내의 압력, 자유수면의 변화, 덕트 내 유속 3자간의 복잡한 간섭이 일어나서 발생하는 현상이라고 사료된다. 또한 터빈의 영향이 없는 경우는 자유수면의 운동과 유량변화 사이에는 반주기의 위상변화가 일어났지만 터빈의 영향을 고려한 경우에는 위상변화가 그 절반으로 줄어들었다.

설계입사파 조건에서 구조물이 받는 유체력의 범위는 $3.3 \times 10^4 \text{ kN} \sim 4.3 \times 10^4 \text{ kN}$ 인 것으로 계산이 되었다.

제7장 사파중 OWC형 파력발전 장치의 성능연구

지금까지 계산한 결과는 이상적인 작동상태에서 수행된 결과들이다. 즉, 입사파가 구조물 마주보고 입사되는 경우에 대해서만 연구를 수행하였다. 하지만 실패역에는 항상 이상적인 조건에서 작동되는 것이 아니라 대부분의 경우에는 사파중에서 시스템이 운용되게 된다. 특별히 고정식 구조물인 경우에는 더욱 그렇다. 사파중에 작동하는 시스템은 그에 대응하게 입사에너지가 줄어들기 때문에 구체적인 연구가 필요하다. 본 장에서는 실험적인 방법과 수치적인 방법으로 입사파 각도에 대한 시스템 성능의 영향에 대하여 구체적으로 고찰하였다. 본 장의 내용은 Jin et al. (2012)에 의하여 발표되었음을 밝힌다.

7.1 열린 OWC 챔버에 대한 사파중 성능평가

7.1.1 실험을 통한 고찰

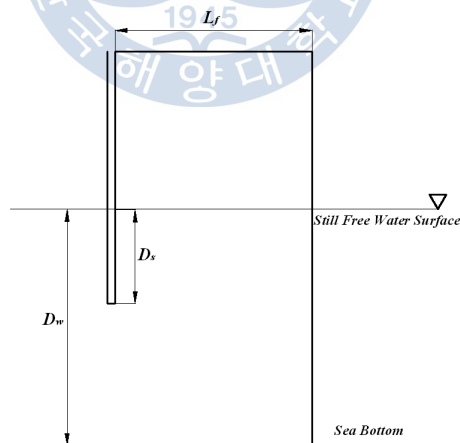


Fig. 7.1.1 Schematics of OWC chamber

단순 공기실의 경우, 사파중에서 성능평가를 위하여 Fig. 7.1.1과 같은 챔버를 제작하여 실험을 수행하였다. 이 챔버는 위쪽이 완전히 열려있는 공기실로서 아크릴을 이용하

여 제작하였다. 여기서 L_f 는 챔버 길이를 나타내고, D_s 는 스커트 침수 깊이를 나타내고, D_w 는 정수면 수심, W 는 챔버 폭을 나타낸다. 폭-길이 비는 1.6인 공기실이다.

공기실의 제원은 Table 7.1.1에 정리되어 있고, 입사파 조건은 Table 7.1.2에 정리되어 있다. 여기서 H_m 은 모형실험에 사용된 입사파고 이고, H_p 은 실 스케일의 입사파고 이다. T_m , T_p 은 각각 모형 입사파 주기, 실 스케일 입사파 주기 이다.

Table 7.1.1 Dimensions of chamber

| | L_f | D_s | W | D_w | W/L_f |
|-------------|-------|-------|-------|-------|---------|
| Full Scale | 8.0m | 3.84m | 12.8m | 9.6m | 1.6 |
| Model Scale | 0.5m | 0.24m | 0.8m | 0.6m | 1.6 |

Table 7.1.2 Summary of incident wave conditions

(a) Incident wave height

| | | | |
|-------------------|--------|---------|----------|
| Model, H_m | 0.125m | 0.0625m | 0.03125m |
| Full Scale, H_p | 2.0m | 1.0m | 0.5m |

(b) Incident wave period

| | | | | |
|-------------------|------|------|------|------|
| Model, T_m | 1.0s | 1.5s | 2s | 2.5s |
| Full Scale, T_p | 4.0s | 6.0s | 8.0s | 10s |

실험은 중국해양대학교 3차원 조파수조에서 수행되었다. 실험에 사용된 수심은 0.6m 이고 피스톤 타입의 조파기가 한 쪽에서 조파를 하고, 수조 끝단에는 파랑 흡수장치가 있어서 파랑을 흡수하게 된다.

Fig. 7.1.2는 실험용 공기실이 3차원 조파수조의 40m 지점에 위치되어 있는 모습이다. 이 위치는 수조의 2/3지점 이다. 챔버는 아크릴을 이용하여 제작되었고, 축척비는 1/16이고, 실 스케일에서 수심은 9.6m가 된다. 챔버 내의 파고는 wire형 파고계를 이용하여 챔버 중앙부분에서 계측하였고, 샘플링 간격은 0.002초이다. 공기실에 도달하는 파의 수가 10~12개 정도로 계측을 수행하였다.

단순 공기실, 즉 챔버 위쪽이 완전히 열린 경우의 사파중 성능을 확인하기 위하여 3개의 입사파 조건으로 $0^\circ \sim 90^\circ$ 범위의 사파중에서 실험을 수행하였다. 입사파 조건은 실 스케일로 $T=4.0s, 6.0s, 8.0s$ 이고 파고는 $H=2.0m$ 이다.

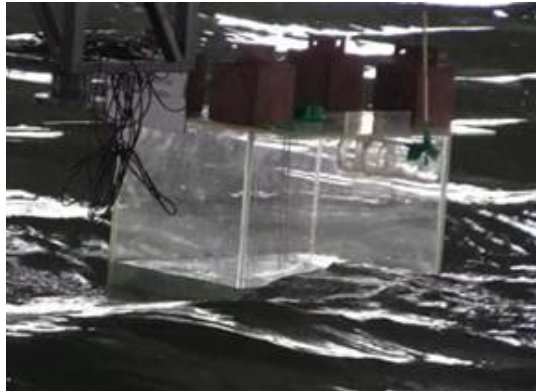


Fig. 7.1.2 Experimental Set-up

Fig. 7.1.3은 사과중 공기실내의 상대파고를 나타낸 그림이다. 상대파고는 챔버 내의 파고를 입사파고로 무차원한 값이다. 여기서 90° 는 입사파가 정면으로 입사되어 들어오는 경우를 의미한다. 완전히 열려진 챔버인 경우, 챔버내의 상대파고는 입사파 주기의 함수로 나타났다. 즉 입사파 주기의 증가에 따라 상대파고도 증가하는 경향을 보였다. 입사파 방향의 영향은, 67.5° 와 같은 큰 각도에서는 없는 것으로 나타났다. 입사파 각도가 감소하면 상대파고도 전 입사파 주기에 걸쳐 감소하는 경향을 보였다. 최대 상대파고는 장주기에서 나타났는데, 3차원 현상 때문에 2차원 실험(Hong et al., 2007)에서 나타났던 공진현상은 관측되지 못 했다. 장주기에서 입사파 방향에 의하여 발생하는 최대 감소율은 약 44%가 된 것으로 확인 되었다.

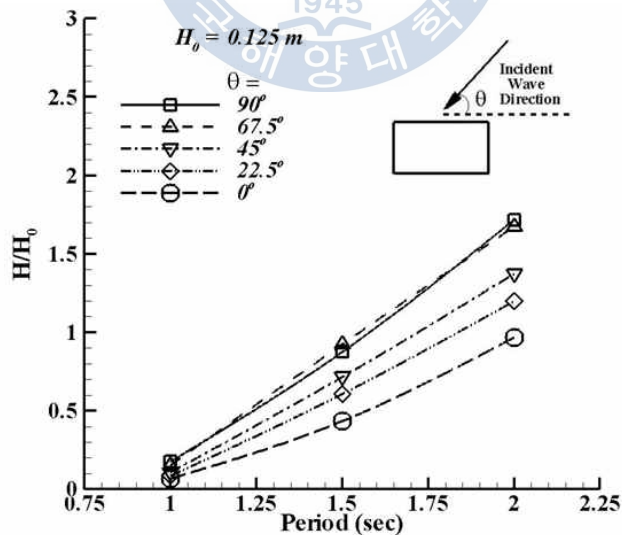


Fig. 7.1.3 Experimental Results of Wave Height for Five Different Wave Directions

7.1.2 수치해석을 통한 연구

수치해석적인 방법으로 사과중 공기실의 성능을 고찰하기 위하여 수치조파수조에 Fig. 7.1.4와 같이 공기실을 설치하고 계산을 수행하였다. 챔버 근처의 유동변화를 고찰하기 위하여 격자를 조밀하게 형성하였다. 수해해석 연구에서도 실험과 마찬가지로 동일한 조건으로 계산을 수행하였다. 즉 3가지 입사파 주기에서 5가지 입사파 각도의 영향을 고찰하였다.

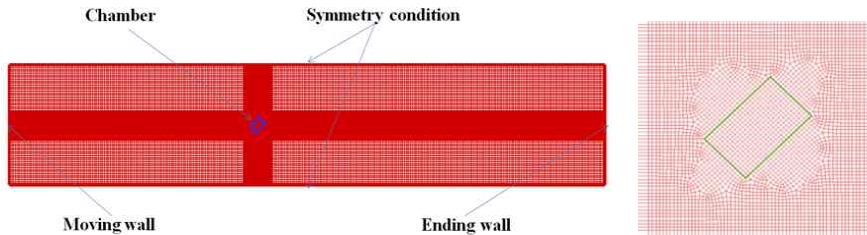


Fig. 7.1.4 Schematics of Grid Structure

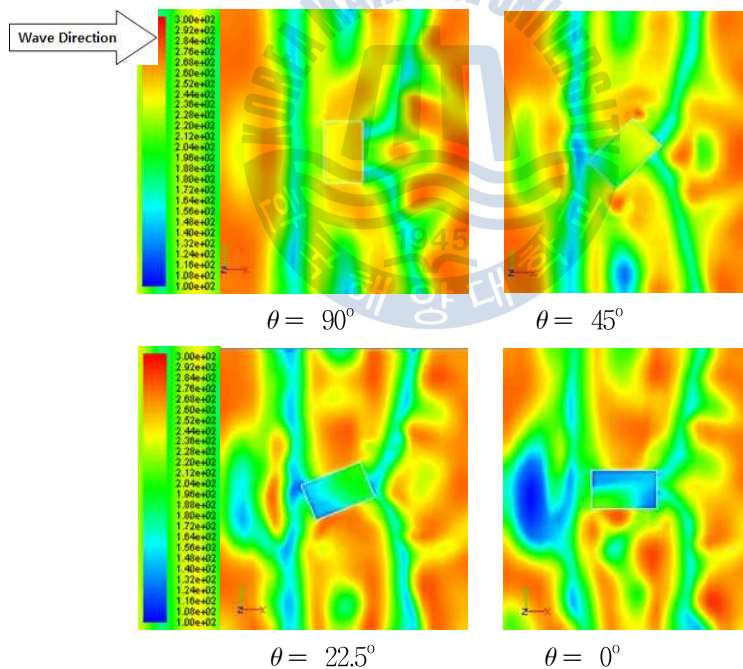


Fig. 7.1.5 Calculated Pressure Contours Near Free Surface
($H=0.125\text{m}$, $T=1.5\text{s}$)

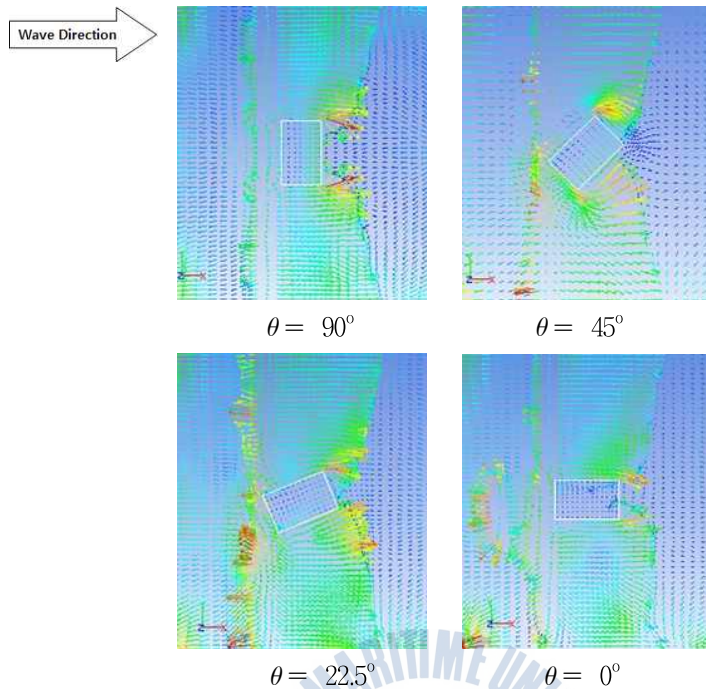


Fig. 7.1.6 Calculated Velocity Vectors Near Free Surface ($H=0.125\text{m}$, $T=1.5\text{s}$)

Fig. 7.1.5는 자유수면 근처의 압력 분포도를 다양한 입사파 각도에 대하여 나타낸 그림이다. 입사파는 왼쪽으로부터 챔버로 입사되게 된다. 입사파 각도가 90° 인 경우에는 챔버 내 자유수면 근처의 압력분포가 비교적 균일한 것을 확인할 수 있다. 입사파 각도가 감소함에 따라 자유수면 근처의 압력 분포가 불안정해지기 시작하는데, 0° 인 경우가 제일 선명하다. 이는 챔버 측면으로 인하여 슬러싱과 같은 굉장히 복잡한 자유수면이 챔버 내에서 형성되고 있음을 증명하고 있다.

Fig. 7.1.6은 챔버 주변 자유수면의 속도 벡터를 각 입사파 각도에 대하여 나타낸 그림이다. 공기의 모진 부분에서 굉장히 큰 속도변화가 일어나고 있음을 확인하고 있다. 이러한 속도 벡터로부터 챔버 내부와 근처에 아주 복잡한 흐름이 형성된다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7.1.7은 챔버 내의 상대파고를 다양한 입사파 각도에 대하여 나타낸 그림이다. 실험값과 같이 표시함으로 수치해석결과와 실험값을 비교하였다. 대체적으로 실험치와 비슷한 경향을 보였지만, 장주기인 경우와 입사파 각도가 큰 경우에는 수치해석 결과가 다소 작게 예측되었다. 이는 실험에서 발생하는 불확실성을 수치해석에서 완벽하게 고려하지 못해서 일어나는 경향이라고 사료된다.

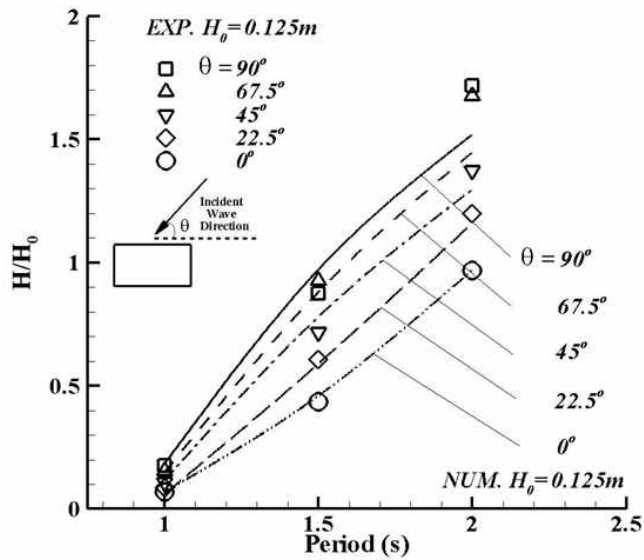


Fig. 7.1.7 Numerical Results Compared with Measurements at Five Different Wave Directions

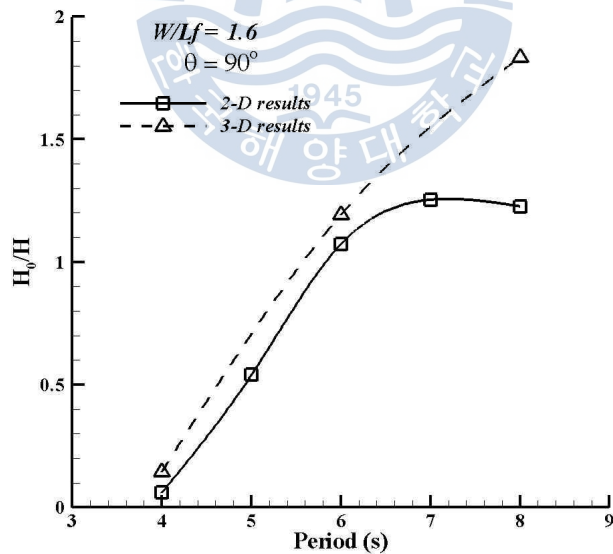


Fig. 7.1.8 Comparisons of Relative Wave Height between 2-D and 3-D Numerical Results

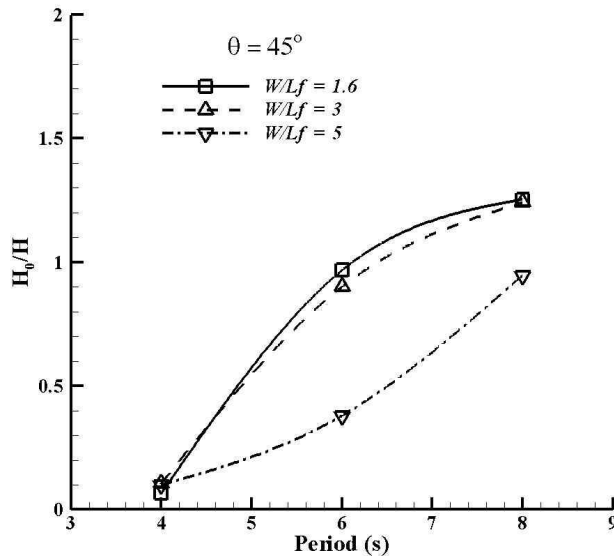


Fig. 7.1.9 Effect of Chamber Width on Wave Height Inside Chamber

챔버 주변의 유동 검토를 통하여 사파중 OWC 챔버의 성능은 3차원 영향을 많이 받는다는 것을 확인하였다. Fig. 7.1.8은 3차원성의 영향을 확인하기 위하여 폭-길이 비가 1.6인 공기실을 선택하여 2, 3차원 결과를 비교한 결과이다. 2차원 결과는 챔버 내의 상대파고가 1.2 근처에서 수렴하는 현상이 발생하는데, 이는 중복파가 공기실내에서 발생해서 일어나는 현상이다. 하지만 3차원의 결과에서는 주기의 증가에 따라서 챔버 내 상대파고도 계속해서 증가하고 있음을 확인할 수 있다. 더 구체적인 연구를 위하여 보다 큰 주기의 입사파 중에서 계산이 필요하다.

Fig. 7.1.9는 45°의 사파중에서 챔버 폭-길이 비의 영향을 고찰하기 위하여 계산한 결과이다. 폭-길이 비가 1.6인 공기실은 실험에 사용되었던 표준공기실이다. 3차원 현상을 고찰하기 위하여 폭-길이 비가 3, 5인 경우를 모델링하여 계산을 수행하였다. 폭-길이 비가 커진다는 것은 3차원성의 영향이 감소된다는 것을 의미한다. 폭-길이 비가 1.6과 3인 경우에는 거의 비슷한 경향을 보이고 있지만, 5인 경우에는 오히려 더 작은 상대파고가 예측되었다. 이는 3차원성이 공기실내의 자유수면을 더욱 활발하게 움직이도록 작용한다는 것을 확인할 수 있다.

7.2 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버에 대한 사파중 성능연구

7.2.1 실험적인 연구

실해역 조건에서 작동하는 OWC 시스템은 터빈으로 인한 압력강하가 발생하기 때문에 챔버 내의 자유수면의 운동을 방해하게 된다. 때문에 사파중에서도 공기실의 영향을 고려한 통합성능 고찰이 매우 중요하다.

Fig. 7.2.1은 덕트 내에 0.5D의 오리피스를 설치한 공기실에 대한 입사파 방향에 대한 영향을 실험을 통하여 얻는 결과이다. 실험은 3개의 입사파고($H=12.5\text{cm}$, 6.25cm , 3.13cm)와 4개의 입사파 주기($T=1.0\text{s}$, 1.5s , 2.0s , 2.5s)에서 5개의 입사파 방향에 대하여 수행하였다.

입사파 파고의 영향은 입사파고가 증가하면 상대파고가 작아지는 경향을 보이는데 오리피스의 영향과 Duct Ratio 때문에 발생하는 현상이라고 사료된다.

입사파 주기의 영향은 주기의 증가와 함께 상대파고도 증가하는 경향을 보인다.

사파의 영향은 작은 주기에서는 미미한 것으로 나타났다. 장주기에서는 사파 각도의 변화에 따라 상대파고의 감소량도 일관성 있게 나타나는 것으로 봐서 사파영향계수를 찾아낼 가능성이 있는 것으로 사료된다.

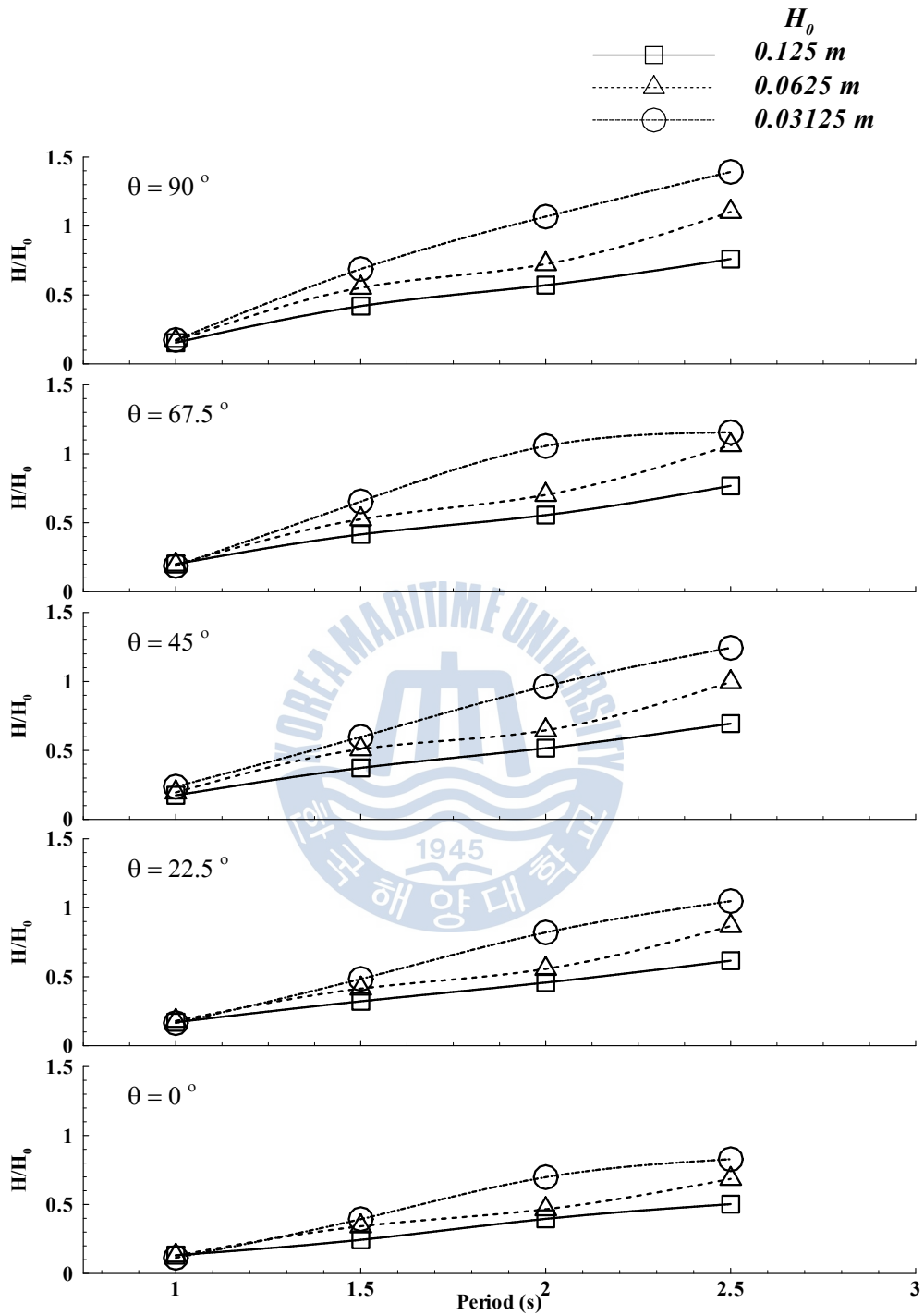


Fig. 7.2.1 Experimental Results on Wave Height with Various Incident Wave Heights (with 0.5D orifice)

7.2.2 수치해석을 통한 연구

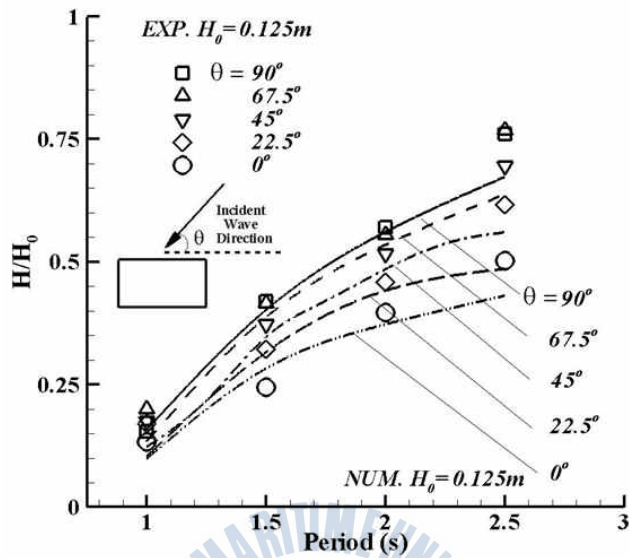


Fig. 7.2.2 Comparisons between Numerical Results and Measurements with Turbine Effect Considered

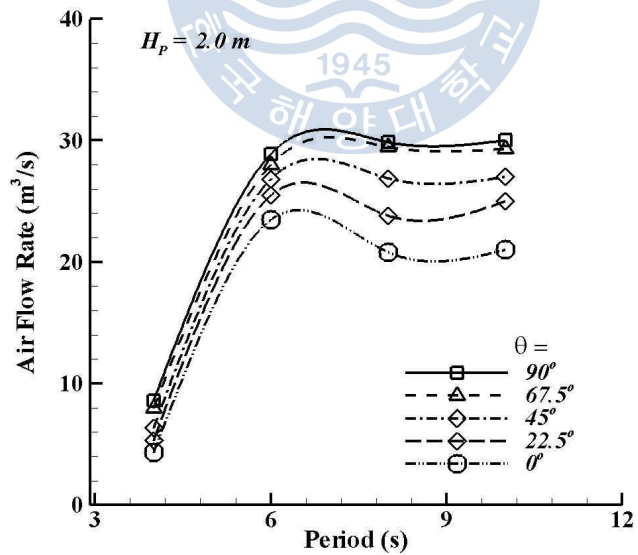


Fig. 7.2.3 Calculated Air Flow Rates Inside Duct with Turbine Effect Considered

Fig. 7.2.2는 덕트 내에 0.5D의 오리피스가 설치된 경우, 수치해석적인 방법으로 계산한 결과를 실험치와 비교한 그림이다. 수치해석 결과는 실험치와 정성적으로는 일치한 결과를 보이고 있다. 하지만 장주기인 경우, 수치해석 결과가 실험치 보다 챔버 내의 상대파고가 다소 작게 예측되었다. 입사파 방향의 영향은 각도가 증가함에 따라 챔버 내의 상대파고도 증가하는 경향을 확인 할 수 있다.

OWC 시스템에 있어서 실제로 발전을 하는 에너지는 회전에너지 이다. 덕트 내의 왕복유동 에너지를 회전에너지로 변환하는 장치는 터빈인데, 터빈의 입장에서 필요한 입력조건은 유량이다. 때문에 덕트 내 유량의 변화에 대한 입사파 방향의 영향을 고찰 하는 것도 매우 중요한 연구이다. Fig. 7.2.3은 덕트 내에 발생하는 유량의 변화를 나타낸 그림이다. 이 계산은 실물 스케일로 계산을 수행하였다. 챔버 내의 상대파고와 마찬가지로 덕트 내 유량의 변화도 입사파 방향의 각도가 증가함에 따라 유량도 증가함을 확인 할 수 있다. 장주기의 입사파와 비교를 하면 짧은 주기의 입사파 범위에서는 입사파 방향의 영향이 상대적으로 크지 않은 것으로 확인 되었다. 입사파 각도로 인하여 손실 되는 유량은 최대 27% 정도가 되었다.



7.3 500kW급 용수 파력발전시스템의 사파중 성능평가

제주도에 건설 중에 있는 500kW급 용수 시험파력발전시스템의 사파중 성능평가를 수행하기 위하여 시험파력발전소의 공기실과 동일한 폭-길이 비를 갖는 공기실($W/L_f = 3.85$)을 모델링하여서 입사 파고가 $H=2.0\text{m}$, 입사파 주기가 $T=6.0\text{s}$ 인 입사파 조건에서 계산을 수행하였다.

Fig. 7.3.1은 입사파 방향 각도에 따른 챔버 내 상대파고의 변화를 보여주고 있는데, 변화율이 선형임을 확인 할 수 있다. 때문에 다음과 같은 수식으로 입사파 방향의 영향을 고려할 수 있게 되었다.

$$\frac{H}{H_0} = 0.0097\theta + 0.2577 \quad (7.1)$$

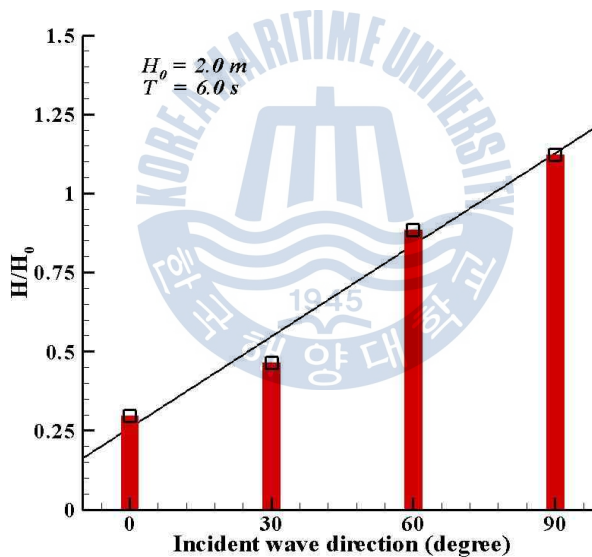


Fig. 7.3.1 Effects of Incident Wave Direction on Relative Wave Height of Proposed OWC Pilot in Jeju

7.4 결론

본 자아에서는 사과중 OWC 시스템의 성능을 실험적 및 수치해석적인 방법으로 고찰하였다. 단순 OWC 챔버, 즉 위가 열린 챔버와 오리피스에 있는 덕트를 설치한 챔버에 대하여 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 연구를 수행하였다. 다양한 입사파 중에서 입사각($0^\circ \sim 90^\circ$)에 대한 영향을 챔버 내 상대파고의 변화로 고찰하였는데, 실험 결과와 수치해석 결과의 경향이 거의 일치한 것으로 나왔다. 입사각도(입사방향과 챔버 폭이 이루는 각도)가 큰 경우에는 영향이 그다지 선명하지 않았지만, 입사각도가 감소함에 따라 최대 44%의 성능감소가 발생하였다. 챔버 주변의 상세한 유동장을 살펴보면, 사과로 인한 공기실내 수면이 불안정한 것을 확인 할 수 있었는데, 이로부터 에너지가 손실 되었을 것이라고 사료한다. 용수 파력발전시스템의 경우, 입사파 입사각도에 따른 성능을 검토한 결과, 감소율이 선형임을 확인 할 수 있어서 단순한 수식으로 표현을 하였다.



제8장 500kW급 용수 시험파력발전시스템의 실험역 성능 예측을 위한 Look-up Table 구축

8.1 개요

500kW급 고정식 OWC 파력발전시스템을 설계하기 위하여, 단독성능 고찰, 실물 추정 등 연구를 통하여 최적의 1차 에너지변환장치인 공기실을 설계하였고, 2차 에너지변환장치인 터빈의 설계는 파라미터 스터디를 통한 변수 도출 및 최적 직경산정 등을 통하여 직경 1.8m의 터빈 설계를 완료하였다. 독립적으로 수행했던 1차 에너지변환장치, 2차 에너지변환장치의 연구를 통합한 OWC 시스템 통합성능해석이 6장에서 소개함으로 통합성능평가도 수행하였다. 본 장의 내용은 Liu et al. (2011)에 의하여 발표되었음을 밝힌다.

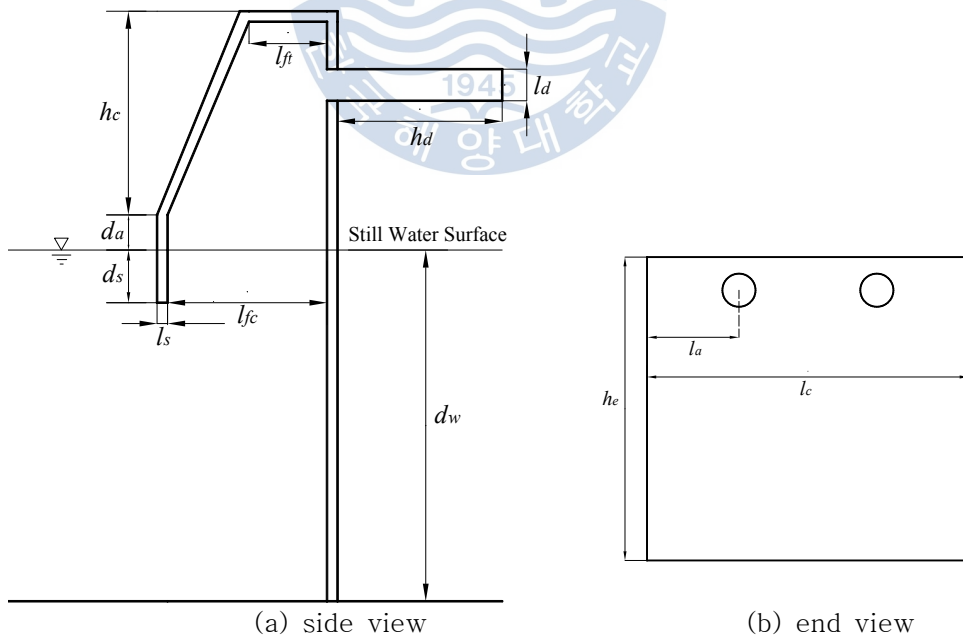


Fig. 8.1.1 Schematics of OWC Chamber

Table 8.1.1 Shape Parameters for OWC Chamber

(Unit : m)

| Duct | d_w | l_f | l_s | l_d | l_c | d_s | h_e | h_d | q_s | d_a | h_c | l_{ft} | l_a |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|-------|
| 2 | 15 | 10 | 0.6 | 1.8 | 35 | 3.0 | 33.0 | 10 | 0° | 2.0 | 11.0 | 4.45 | 10.0 |

Fig. 8.1.1은 최종 설계된 OWC 챔버의 형상은 나타내고 있고 구체적인 치수는 Table 8.1.1에 정리되어있다. 침수깊이는 15m 로 확정하였고 덕트는 2개를 설치하였다. 스커트는 입사파 흡수효율이 가장 좋은 3m로 결정하였다. 최종 설계된 터빈은 4장에 소개되어 있다.

실해역에서 운용되는 OWC형 파력발전시스템의 작동환경은 그동안 단독적인 연구에 적용되었던 이상적인 환경과는 아주 큰 차이가 있을 것이다. 즉 공기실과 터빈 사이에는 아주 복잡한 간섭을 주고받으면서 작동이 될 것이 분명하다. 때문에 단독적인 연구를 통하여 얻은 결론으로 실해역의 성능을 예측하기에는 한계가 있다. 따라서 6장에서는 터빈의 영향의 고려한 OWC 챔버를 수치조파수조에 적용하여 연구를 수행 하였다. 터빈의 영향을 고려하기 위하여서는 5장의 연구결과를 바탕으로 적절한 오리피스 모델을 찾는데 성공을 하였다. 즉 OWC 챔버에 터빈이 설치될 지점에 오리피스를 설치하고 연구를 수행하였다.

Fig. 8.1.2는 터빈의 영향을 고려한 OWC 시스템의 성능해석의 흐름도를 나타내고 있다. 먼저 OWC 챔버의 계산을 수행하여 도출되는 유량값을 터빈 해석의 입력조건으로 적용하여 계산을 수행한 후, 발생하는 압력강하를 다시 OWC 챔버 계산에 적용하면서 반복계산을 수행하게 된다. 이러한 반복 계산을 통하여 규칙파랑 중에서 보다 정확한 출력 예측이 가능해 졌다.

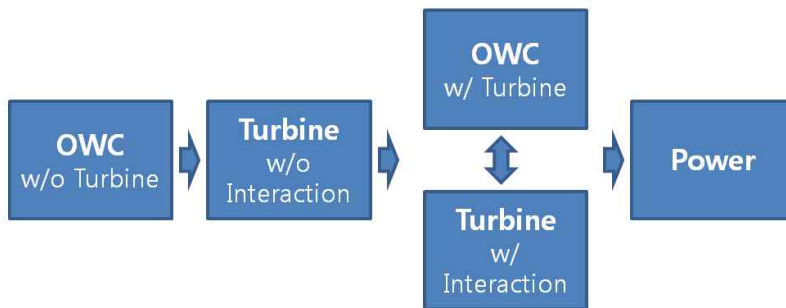


Fig. 8.1.2 Flow Chart of Performance Prediction for Integrated OWC System

8.2 실험역 불규칙파에 대한 보정

시스템이 작동되는 실험역 파랑은 규칙파가 아니고 불규칙파랑으로 구성이 된다. 때문에 실험역 파랑중 시스템의 출력을 예측하기란 굉장히 어려운 작업이다. 실제로 불규칙파를 모사해서 연구를 수행한다 할지라도 불규칙파의 특성상 수많은 파를 생성해야 비로소 신뢰 할만한 불규칙파가 만들어지게 된다. 계산시간과 계산 량의 한계 때문에 효율적인 방법이 아니라고 판단을 하였다. 따라서 본 연구에서는 실험역 불규칙파를 구간별로 에너지가 동일한 규칙파로 간주하고, Look-up Table을 성능예측을 시도하였다.

해양파의 경우, 보통 zero-upcross법으로 불규칙한 파의 파형을 정의한다. Fig. 8.2.1과 같이 파형이 파저에서 파정으로 향하여 상승하면서 제로선을 횡단하는 점에서 다음 제로선을 횡단 상승하는 점까지 걸리는 시간을 주기라고 정의하고, 가장 낮은 파저에서 가장 높은 파정까지의 거리를 파고라고 정의 한다. 이와 같은 정의로 한 구간의 불규칙 파를 정리하면 다음과 같은 대표적인 파가 정의된다.

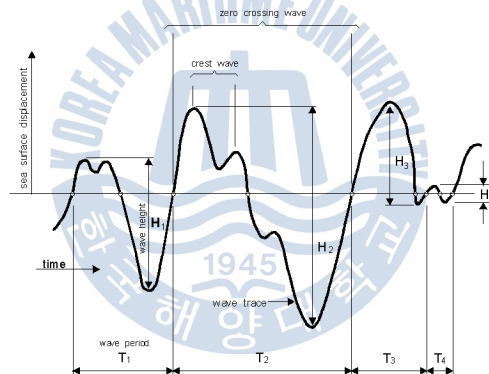


Fig. 8.2.1 Define of Irregular Wave Profile

최고파: 파군중에서 최대의 파를 나타내는 파를 말하고, 그 파의 파고를 H_{max} , 주기를 T_{max} 로 나타낸다.

1/10최대파: 파군중에서 파고가 큰 쪽으로 세어서 1/10의 수에 포함되는 파의 파고를 평균해서 얻은 값을 말하고 $H_{1/10}$ 으로 나타내고, 같은 파의 주기를 평균해서 얻은 값을 $T_{1/10}$ 라고 한다.

유의파 (1/3최대파): 파군중에서 파고가 큰 쪽으로 세어서 1/3의 수에 포함되는 파의 파고를 평균해서 얻은 값을 $H_{1/3}$ 으로 표현하고, 같은 파의 주기를 평균해서 얻은 값을 $T_{1/3}$ 라고 한다.

평균파 : 파군중에서 모든파에 대하여 파고와 주기를 평균하여 나타난 값을 말하고 \overline{H} , \overline{T} 라고 표현한다.

본 연구에서는 실효역 불규칙파와 동일한 에너지를 갖는 규칙파로 변환하는데 목적이 있다. 통상 불규칙파의 파워를 간단하게 다음과 같이 유량의 차원으로 정의 한다.

$$W = 0.5 H_{1/3}^2 T_{1/3} \quad (8.1)$$

규칙파의 경우 파워는 다음과 같이 정의 된다.

$$W = H^2 T \quad (8.2)$$

식 8.1과 8.2가 같다고 정의를 했기 때문에 규칙파의 파고와 주기를 예측할 수 있다. 이때 주기는 유의파 주기를 사용한다면, 파고는 약 $0.7H_{1/3}$ 가 된다.

즉 실효역 입사파 정보의 일정 구간을 스펙트럼 분석 후, $0.7H_{1/3}$, $T_{1/3}$ 인 규칙파로 간주하고 성능예측을 수행 할 것을 제안한다.



8.3 실효역 파랑중 성능예측을 위한 Look-up Table 구축

Fig. 8.3.1은 Look-up Table을 이용한 실효역 파랑중 시스템의 성능예측을 나타내는 흐름도 이다. 기본 컨셉은 다음과 같다. 실효역 불규칙파를 동일 에너지를 갖는 규칙파의 조합으로 변형을 하고, 터빈의 영향을 고려하기 위하여 오리피스스를 사용한다. 터빈의 영향을 정확히 고려하기 위하여 오리피스 직경별로 유량에 따른 압력강하를 사전에 계산을 통하여 Look-up Table을 구축하여 상황에 가장 적합한 오리피스 직경을 사용하게 된다. 해당 규칙파가 OWC 시스템에 적용되었을 때 산출 할 수 있는 유량을 구하기 위하여 모든 범위의 입사파 조건 중에서 다양한 오리피스스를 적용하여 계산 한 결과로 Look-up Table을 구축하고 그 가운데서 선택 보간하여 사용하게 된다. 마지막으로 매 time step의 출력을 구하기 위해서는 사전에 모든 조건 중에서 계산을 수행하여 구축된 터빈 성능 Look-up Table을 사용하게 된다.

실효역 성능 예측을 위하여 총 3가지 Look-up Table 사이에서 Iteration을 하게 되는데 다음과 같다.

- 1) 오리피스 압력강하 Look-up Table
- 2) 다양한 오리피스 직경에서 OWC 챔버 통합성능 Look-up Table
- 3) 터빈의 단독성능 Look-up Table

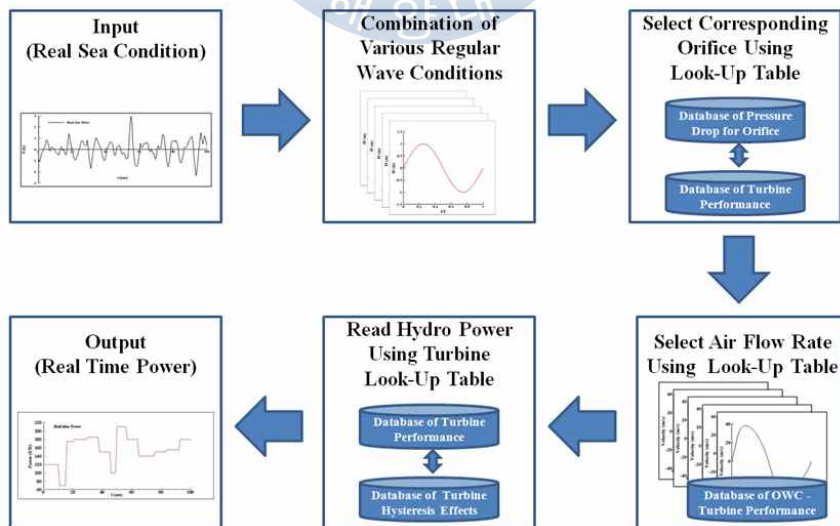


Fig. 8.3.1 Flowchart of Performance Evaluation Module

8.3.1 오리피스 압력강하 Look-up Table 구축

터빈의 영향을 고려하기 위하여 본 연구에서는 오리피스 모델을 채택하였다. 하나의 오리피스 직경으로 터빈의 영향을 대치하기에는 무리가 있어서 오리피스 직경별로 유량에 대한 압력강하를 계산하여 Look-up Table을 구축하였다. Look-up Table 구축에 앞서, 본 연구에서 계산한 결과의 타당성을 검증하기 위하여 직경 0.36m 인 파이프에 0.5D 오리피스를 설치하고 Fluent를 이용한 계산과 오리피스 전용 s/w인 Flowcalc32CE를 이용한 계산 결과와 비교검정을 수행하였다. 결과를 Fig. 8.3.2에 보여주고 있는데 작은 유량구간에서는 압력강하가 크게 계산이 되고 유량이 증가할수록 압력강하가 적게 계산이 됨을 알 수 있다. 이는 오리피스의 형상 때문에 발생하는 경향이라고 판단이 되고 대체적으로 일치함을 확인 할 수 있었다. 이 계산 모델을 바탕으로 최종 설계된 덕트의 직경이 1.8m 인 덕트로 확장을 하여서 각 오리피스가 낼 수 있는 압력강하를 계산하여 정리하였다.

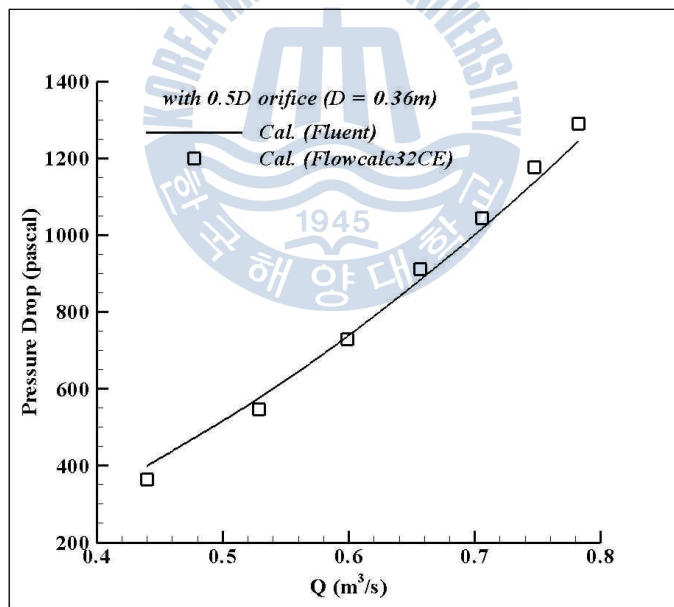


Fig. 8.3.2 Validation of Orifice Model Based on Fluent

Fig. 8.3.3은 오리피스 직경별로 유량에 따른 압력강하를 계산하여 도시화한 그림이다. 유량의 범위는 터빈이 250kw의 출력을 내기 위해 필요한 유량의 범위를 참고해서 0 ~ 80 m³/s로 정했다. 직경은 최종 설계된 덕트의 직경과 동일한 직경을 취했고 오리피스 직경은 0.3D ~ 0.8D로 취했다. 오리피스 직경이 커짐에 따라 엄청난 압력강하가

발생하는 되는데 이 구간이면 터빈의 영향을 모사하기에는 충분하다고 판단을 한다. 유량에 따른 압력강하 경향도 오리피스 직경이 작아짐에 따라 변하고 있음을 확인 할 수 있는데 직경이 작아질수록 압력강하가 급수적으로 증가하고 있음을 확인 할 수 있다. 이 결과를 바탕으로 하나의 오리피스 직경으로 터빈의 영향을 모사하는 것이 아니라 각 시간스텝 마다 터빈에 해당하는 오리피스 직경을 선택해서 사용할 수 있는 기반이 마련되었다.

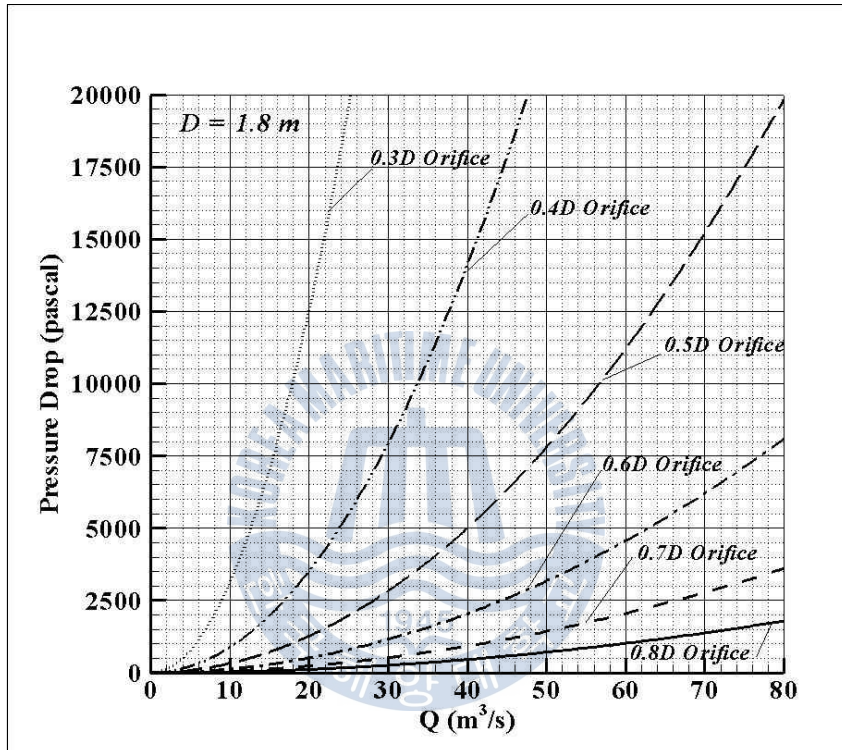


Fig. 8.3.3 Chart of Different Pressure Drop Against Various Orifice Model

8.3.2 규칙파중에서 OWC 공기실의 성능 Look-up Table 구축

본 연구에서는 과거에 구축된 수치조파수조에 OWC 챔버를 설치하고 각각의 입사파가 OWC 챔버 내에서 1차적인 에너지 변화를 거친 후에 덕트에서 산출될 수 있는 유량을 고찰하기 위하여 연구를 수행 하였다. 터빈의 영향을 고려하기 위하여서는 여전히 오리피스 모델을 사용하였다. 하지만 OWC 시스템이 운용되는 실해역의 입사파 조건은 불규칙파로 구성이 되어있기 때문에 규칙파로 수행된 연구결과로는 성능예측이 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 실해역의 불규칙파를 다양한 규칙파의 조합이라고 가정하고 연구를 수행하였다. 실해역 입사파는 무수히 많은 규칙파로 간주를 하는데, 그 많

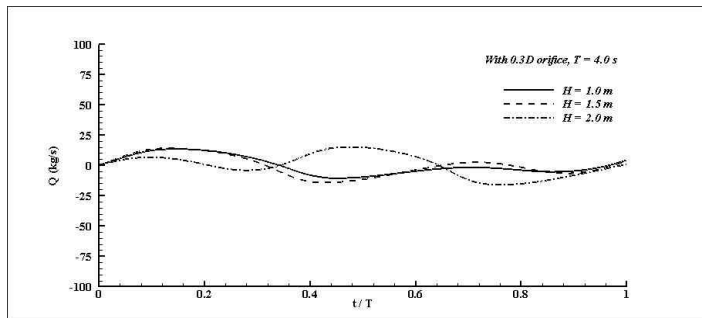
은 규칙파를 일일이 모사해서 해당 규칙파 조건에서 도출 할 수 있는 유량을 계측 한다면, 계산 량으로 보나 계산 시간으로 봐도 현실적으로 불가능 한 작업이다. 따라서 대표적인 입사파를 선택해서 다양한 오리피스 모델을 적용한 후 계산을 수행한 다음, 나머지 규칙 입사파 조건의 값은 기존의 값에서 보간을 해서 사용 할 수 있도록 Look-up Table을 구축하였다.

Fig. 8.3.4는 주기가 4초인 경우에 0.3D, 0.4D, 0.5D, 0.6D 오리피스를 설치한 $H = 1.0, 1.5, 2.0$ m인 입사파 조건에서 계산을 수행한 후, 덕트에서 발생하는 유량을 모니터링하여 표시한 그림이다. 한 주기에 걸쳐서 변화하는 질량유량을 표시를 했고, 시간은 주기로 무차원을 시켰다. 파고가 커질수록 유량도 크게 계측이 되었고 큰 파고일수록 오리피스의 영향을 많이 받았다. 주기가 4초인 경우에는 오리피스의 영향을 많이 받아 입사파와는 사뭇 다른 형태의 경향을 보여주고 있다.

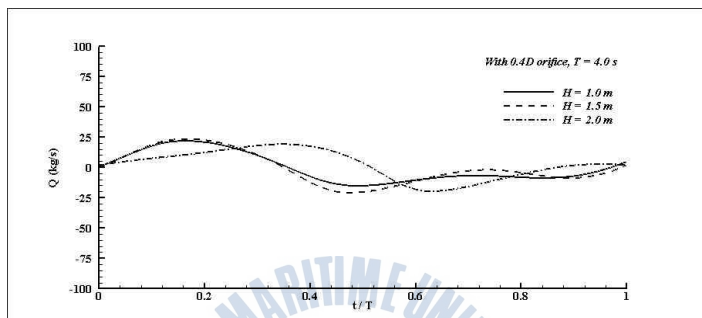
Fig. 8.3.5는 역시 4가지 오리피스에서 동일하게 $H = 1.0, 1.5, 2.0$ m, $T = 5.0$ s인 입사파 조건에서 계산을 수행하였다. 파고가 커질수록 유량도 증가하는 경향을 보였고, 오리피스의 직경이 작을수록 유량도 적게 계측이 되었다. 또한 작은 오리피스 직경에서는 파고의 영향이 선명하게 나타나지 않음을 확인 할 수 있다.

Fig. 8.3.6은 주기가 6s 인 입사파를 각각 4가지 오리피스에 적용하여 얻은 유량을 나타내고 있다. 역시 오리피스 직경이 작아질수록 파고의 영향이 선명하게 나타나지 않았고, 주기가 5초인 경우와 거의 비슷한 경향을 보이는 것을 확인 할 수 있다.

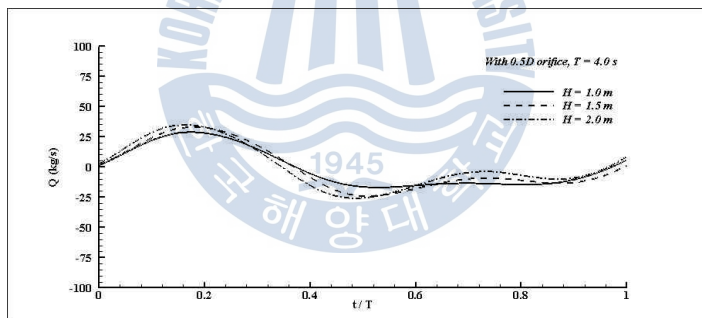
Fig. 8.3.7, 8.3.8은 주기가 각각 7s 8s 일 때, 입사파고가 각 오리피스 직경에서 도출할 수 있는 유량을 계측하여 표시한 그림이다. 앞에서 설명한 경향과 동일한 경향을 보이는 것을 확인 할 수 있었고 단 주기보다 장주의 입사파가 더 많은 유량을 발생시킴을 알 수 있었다. 이러한 Look-up Table을 바탕으로 실험역 불규칙파랑 조건에서 시스템이 낼 수 있는 유량을 예측 할 수 있는 기반을 마련하였다.



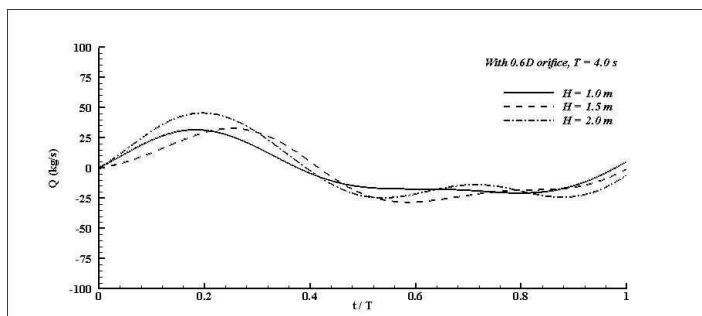
(a) 0.3D orifice



(b) 0.4D orifice

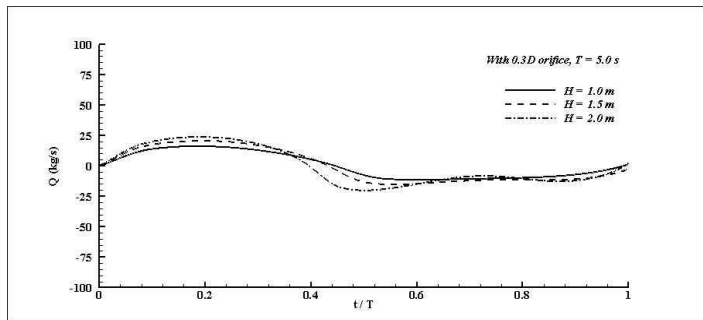


(c) 0.5D orifice

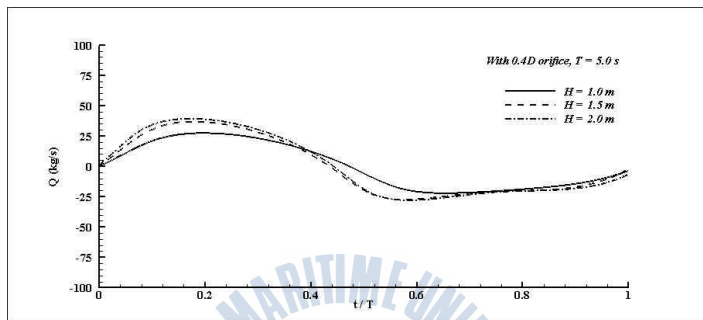


(d) 0.6D orifice

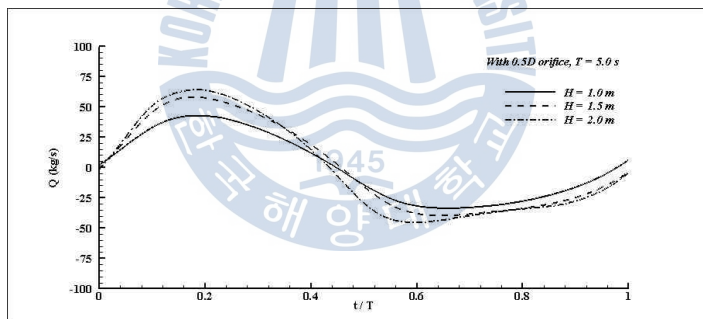
Fig. 8.3.4 Mass air Flow Rate Variation in the Duct, $T=4.0\text{ s}$



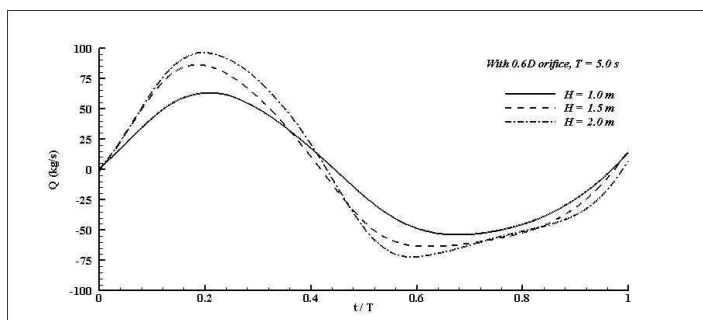
(a) 0.3D orifice



(b) 0.4D orifice

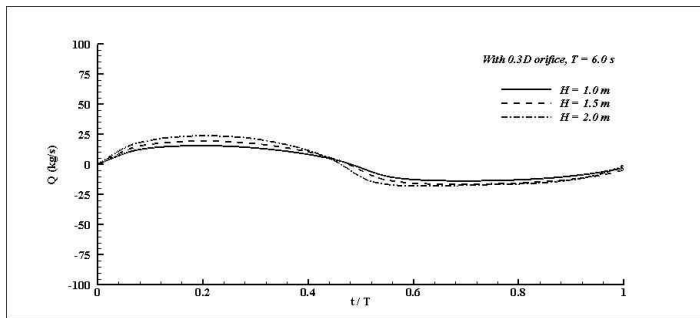


(c) 0.5D orifice

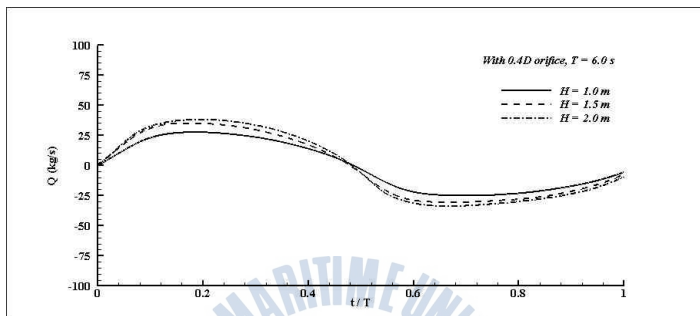


(d) 0.6D orifice

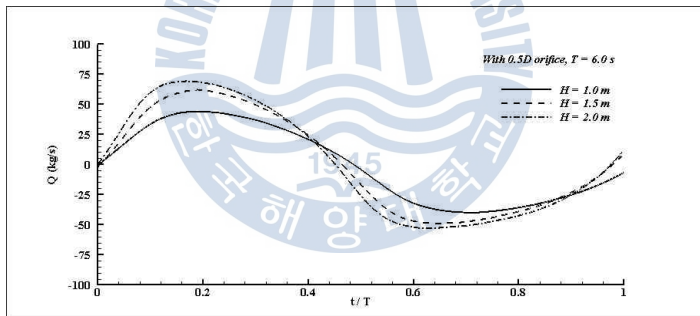
Fig. 8.3.5 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, $T=5.0\text{ s}$



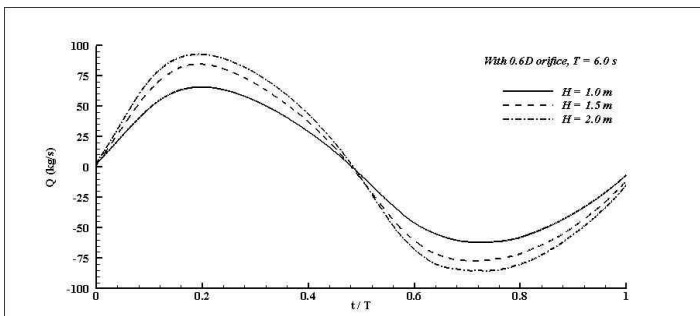
(a) 0.3D orifice



(b) 0.4D orifice

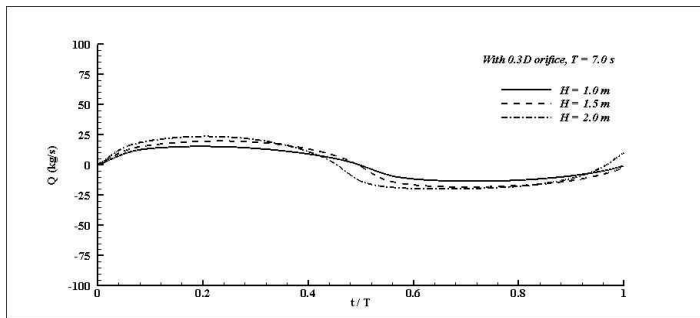


(c) 0.5D orifice

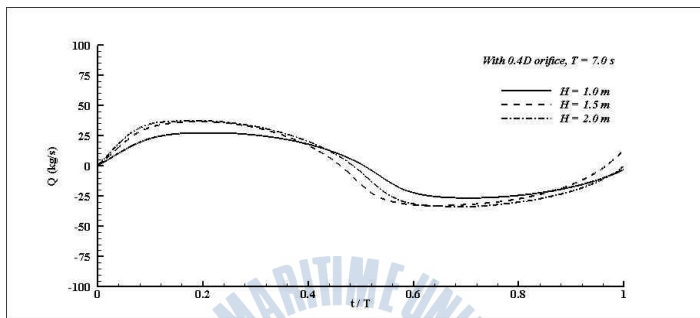


(d) 0.6D orifice

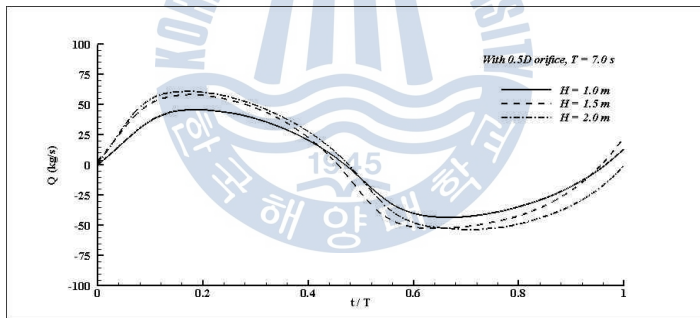
Fig. 8.3.6 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, $T=6.0\text{ s}$



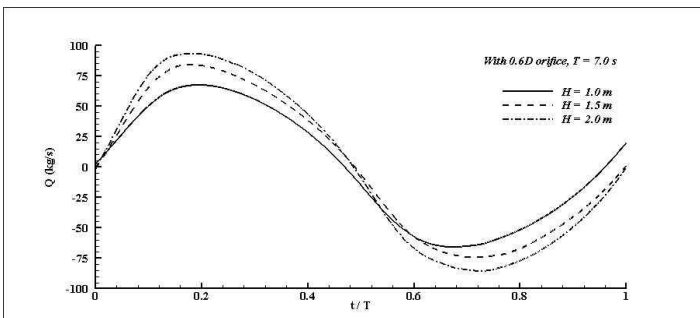
(a) 0.3D orifice



(b) 0.4D orifice

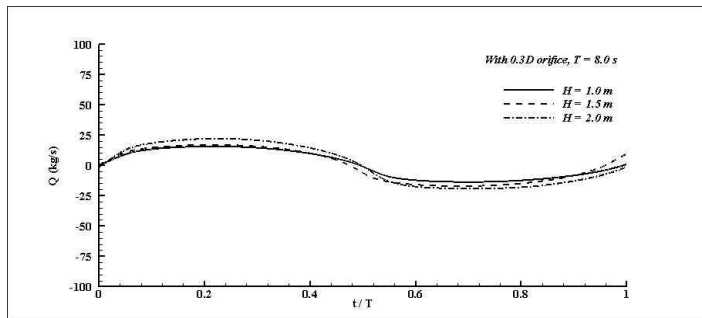


(c) 0.5D orifice

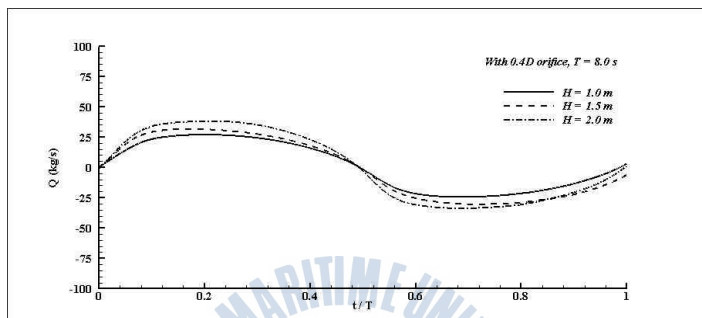


(d) 0.6D orifice

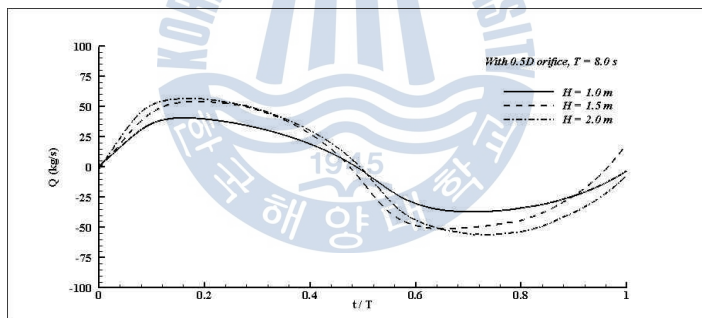
Fig. 8.3.7 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, $T=7.0\text{ s}$



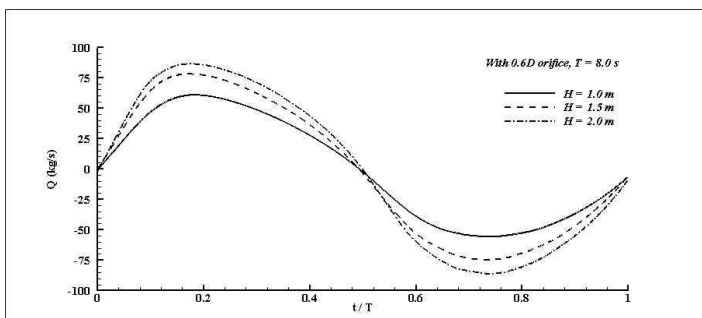
(a) 0.3D orifice



(b) 0.4D orifice



(c) 0.5D orifice



(d) 0.6D orifice

Fig. 8.3.8 Mass Air Flow Rate Variation in the Duct, $T=8.0\text{ s}$

Fig. 8.3.9는 모든 입사와 조건에서 덕트내 발생하는 유량의 변화 한주기를 시간평균한 값을 값이다. 특정 주기에 대한 시스템 성능예측은 본 성능도표를 이용하여 예측하게 된다.

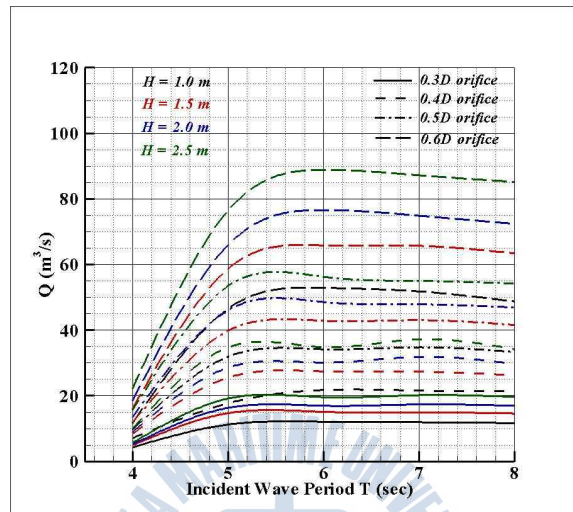


Fig. 8.3.9 Air Flow Rate in the Duct

8.3.3 임펄스터빈의 성능 Look-up Table 구축

터빈의 모든 제원이 결정되었기 때문에 모든 조건 중에서 터빈의 성능을 계산하여 성능 Look-up Table을 만들어 손쉽게 사용 할 수 있게 하였다. 터빈의 성능해석은 상용 CFD코드인 Fluent를 기반으로 한 MRF 기법을 이용하여 수행하였다. 유량 조건은 $20 \sim 60 \text{ m}^3/\text{s}$ 를 선택하였고 RPM은 300 ~ 800을 선정하여 계산을 함으로 시스템의 전 작동구간을 포함 할 수 있도록 시도하였다. 터빈해석으로부터 얻을 수 있는 물리량이 토크와 압력차이고, 이들의 조합으로 효율과 출력을 얻을 수 있다.

Fig. 8.3.10은 모든 계산 결과를 포함한 성능 도표 이다. 이 성능 도표를 통하여 각 시간스텝의 출력을 구할 수 있고, 또한 해당 유량에서 터빈이 발생시키는 압력강하를 읽을 수가 있어 오리피스 Look-up Table과 iteration을 하면서 OWC 시스템에 최적의 오리피스 직경을 전달하게 된다.

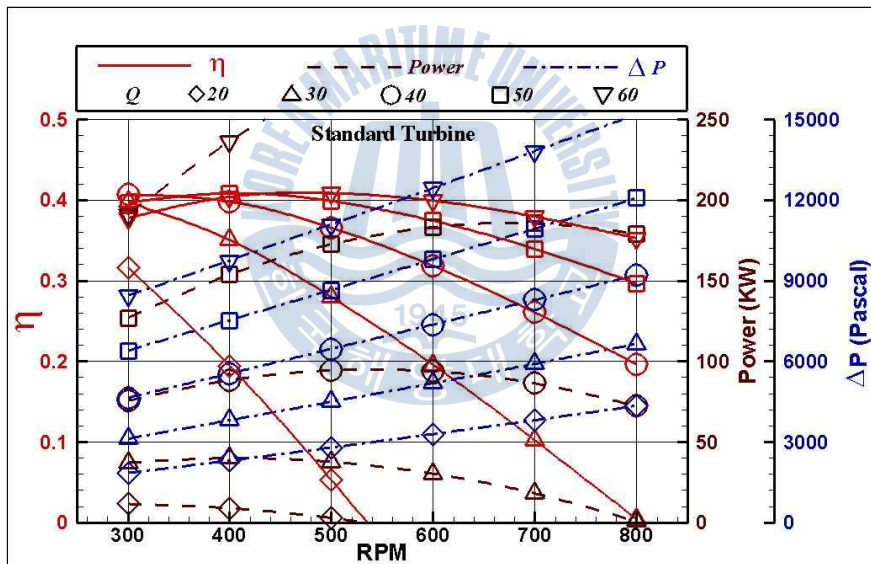


Fig. 8.3.10 Performance Chart of Impulse Turbine

8.4 Look-up Table을 이용한 성능평가 과정

시스템의 성능을 예측하기 위하여 구축된 각 모듈별 구체적인 예측 과정은 다음과 같다.

8.4.1 OWC 시스템의 성능예측 Process

Step 1 :

- 실패역 파랑정보를 획득한다.
- 파랑정보를 시간에 따른 파고 데이터로 변환한다.
- 20분 단위로 구간을 나눈다.

Step 2 :

- Zero Up-crossing 하는 점에서 그다음 Zero Up-crossing하는 점까지를 한 주기 간주하고, 주기와 파고를 계산한다.
- 나눈 구간별로 스펙트럼 분석을 통하여 유의파고와 유의주기를 계산한다.
- 같은 방법으로 각 구간을 $0.7H_{1/3}$, $T_{1/3}$ 인 규칙파로 변환한다.

Step 3 : (하나의 규칙파를 대상으로 소개)

- OWC - Chamber - Duct를 통하여 얻어지는 평균유량을 산정한다.
- 얻어진 유량을 터빈 성능차트에 대입하여 원하는 RPM에서의 압력강하를 얻는다.
- 동일 유량에서 동일 압력강하를 발생시키는 orifice 직경을 orifice 성능 차트에서 찾는다.
- Orifice-NWT D/B에서 선택된 orifice 직경을 설치했을 때 얻어지는 유량을 산정한다.
- 얻어진 유량을 터빈 성능차트에 대입하여 원하는 RPM에서의 압력강하를 얻는다.

- 최초 얻어진 유량에서 동일 압력강하를 발생시키는 오리피스 직경을 오리피스 성능차트에서 찾는다.
- Orifice-NWT D/B에서 선택된 오리피스 직경을 설치했을 때 얻어지는 유량을 산정한다.
- 이 과정을 반복하면서 수렴되어지는 오리피스 직경을 선택한다.
- ※ 나누어진 모든 규칙파를 이와 같은 방법으로 터빈의 영향을 고려할수 있는 최적의 오리피스 직경을 찾는다.

Step 4 :

- 각 입사파에 맞는 최적의 오리피스 직경이 결정되면, 오리피스-OWC(실시간)D/B를 이용하여 시간에 따른 유량 정보를 얻는다.

Step 5 :

- 각 시간스텝의 유량을 Turbine Performance D/B에 대입시켜 출력을 찾는다.
- 터빈계산의 입력 profile을 자동으로 생성해서 터빈의 비정상 계산을 직접 수행한다. (선택사항)

Step 6 :

- 실패역 파랑 조건에서 터빈의 실시간 출력을 예측한다.

8.4.2 예를 통한 성능예측 process 소개

Step 1 :

- 실험역 파랑정보를 시간에 따른 파고 데이터로 변환한다.

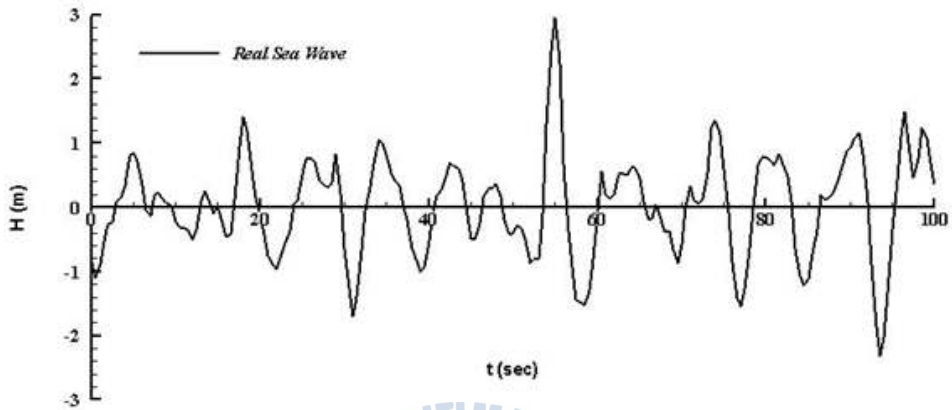


Fig. 8.4.1 Time Series of Real Sea Data

Step 2 :

- 구간을 나눈다.
- Zero Up-crossing 하는 점에서 그다음 Zero Up-crossing하는 점까지를 한 주기 간주하고, 주기와 파고를 계산한다.
- 각 구간별로 스펙트럼 분석을 통하여 유의파고와 유의주기를 계산한다.
- 각 구간을 $0.7H_{1/3}$, $T_{1/3}$ 인 규칙파로 변환한다.

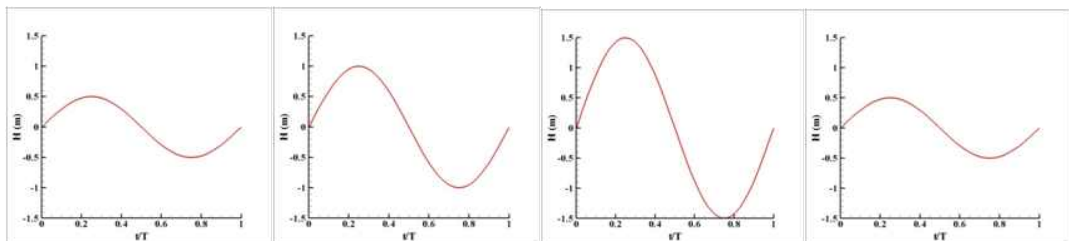


Fig. 8.4.2 Segment of Real Sea Data

Step 3 : (하나의 규칙파를 대상으로 ex) $H=2.0\text{m}$, $T=6.0\text{s}$, 정격 $\text{RPM} = 500$)

- OWC - Chamber - Duct를 통하여 얻어지는 평균유량을 산정한다.

ex) $Q = 60 \text{ m}^3/\text{s}$

- 얻어진 유량을 터빈 성능차트에 대입하여 원하는 RPM에서의 압력강하를 얻는다.

ex) $\text{RPM } 500\text{일때 } \Delta P = 11000 \text{ pascal}$

- 동일 유량에서 동일 압력강하를 발생시키는 오리피스 직경을 오리피스 성능 차트에서 찾는다.

ex) orifice : $0.52 D$

- 선택된 오리피스 직경을 설치했을 때 얻어지는 평균유량을 산정한다.

ex) $Q = 48 \text{ m}^3/\text{s}$

- 얻어진 유량을 터빈 성능차트에 대입하여 원하는 RPM에서의 압력강하를 얻는다.

ex) $\text{RPM } 500\text{일때 } \Delta P = 8500 \text{ pascal}$

- 최초 유량에서 동일 압력강하를 발생시키는 오리피스 직경을 오리피스 성능차트에서 찾는다.

ex) orifice : $0.54D$

- 선택된 오리피스 직경을 설치했을 때 얻어지는 평균유량을 산정한다.

ex) $Q = 55 \text{ m}^3/\text{s}$

- 얻어진 유량을 터빈 성능차트에 대입하여 원하는 RPM에서의 압력강하를 얻는다.

ex) RPM 500일때 $\Delta P = 9700$ pascal

- 최초 유량에서 동일 압력강하를 발생시키는 오리피스 직경을 오리피스 성능차트에서 찾는다.

ex) orifice : $0.53D$

- Iteration을 통해 최종 오리피스 직경을 $0.53D$ 로 결정한다.

※ 모든 규칙파에 대하여 step 3의 과정을 수행하여 각 입사파에 맞는 오리피스 직경을 결정한다.

Step 4 :

- 각 입사파에 맞는 최적의 오리피스 직경이 결정되면, 오리피스 - OWC(실시간)D/B를 이용하여 시간에 따른 유량 정보를 얻는다.

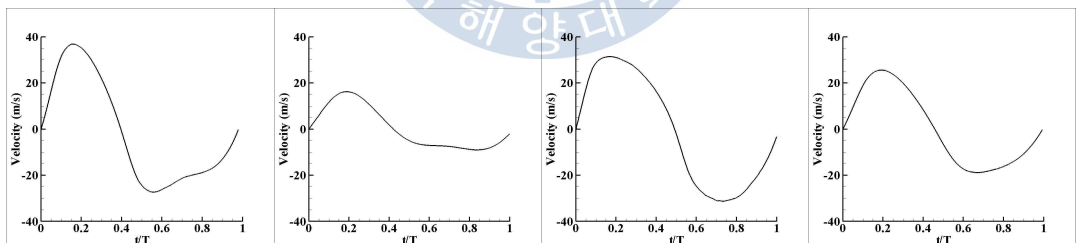


Fig. 8.4.3 Velocity in the Duct for Every Segment Wave

Step 5 :

- 각 시간스텝의 유량을 Turbine Performance D/B에 대입시켜 출력을 찾는다.
- 터빈계산의 입력 profile을 자동으로 생성하여 터빈의 비정상 계산을 직접 수행한다. (선택사항)

Step 6 :

- 실해역 파랑 조건에서 터빈의 실시간 출력을 예측한다.

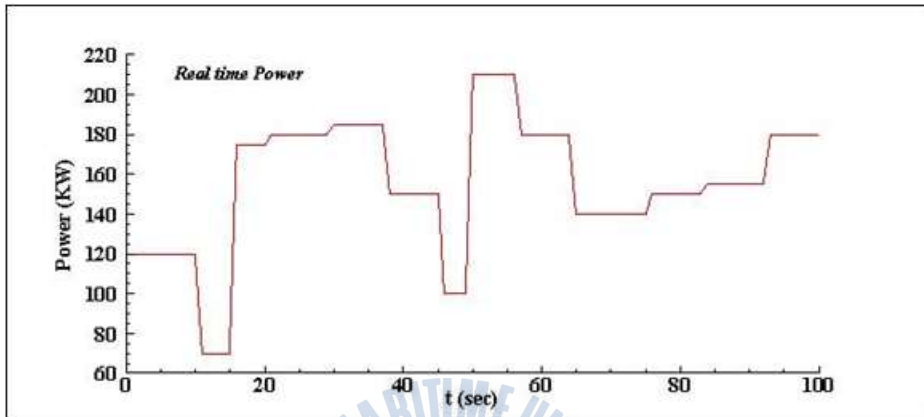


Fig. 8.4.4 Real Time Power of OWC System

8.5 결론

본 장에서는 실해역 파랑중 OWC 시스템의 성능을 예측하기 위하여 실해역 불규칙 파를 에너지밀도가 변하지 않는 규칙파로 변환을 하고 접근하였다. 실해역 불규칙파를 일정 구간으로 나눈 후, 해당구간의 에너지 밀도와 동일한 값을 갖는 규칙파로 대체를 하여 성능예측을 수행하였다. 따라서 대표적인 입사파를 선택해서 다양한 오리피스 모델을 적용한 후 계산을 수행한 다음, 나머지 규칙 입사파는 기존의 값에서 보간을 해서 사용 할 수 있도록 Look-up Table을 구성하는 작업을 하였다.

우선 먼저 매 상황에서 실제 터빈을 가장 잘 모사하는 오리피스 직경을 찾기 위하여 각 오리피스 별로 유량에 따른 압력강하의 변화를 계산하여 Look-up Table을 구성 하였고, 파고와 주기가 $H = 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 \text{ m}$, $T = 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0 \text{ s}$ 인 대표 입사파 조건에서 $0.3D, 0.4D, 0.5D, 0.6D$ 인 오리피스를 각각 설치하여 계산을 수행한 후, 쉽게 찾고 보간 할 수 있도록 Look-up Table을 구축하였다. 이를 통하여 얻어지는 유량을 이용하여 최종 터빈이 내어주는 출력을 따로 계산하지 않고 손쉽게 선택해서 사용할 수 있도록 모든 범위의 조건에서 계산을 미리 수행함으로 터빈 성능 Look-up Table을 구축하였다.

제9장 500kW급 용수 시험파력발전시스템 성능예측 S/W구축

9.1 개요

OWC형 파력발전장치는 안정된 작동환경과 쉬운 유지보수 등으로 인하여 널리 채택되는 파력발전형식이다. OWC형 파력발전장치는 크게 3단계의 에너지변환과정을 거치게 되는데, 첫단계는 파력에너지를 공기의 왕복유동에너지로 변환하는 단계이고, 두 번째 단계는 왕복유동에너지를 회전에너지로 변환하는 단계, 마지막은 회전에너지를 전기에너지로 변환하는 단계이다. 에너지 변환을 하기 위해서는 변환장치가 필요하고, 또한 변환장치의 성능을 예측할 필요가 있다. 통상 에너지 변환장치의 성능은 실험이나 수치적인 방법으로 예측을 하는데, 이는 고도의 전문기술과 노하우들이 필요하기 때문에 손쉽게 사용하기에 제한이 있다.

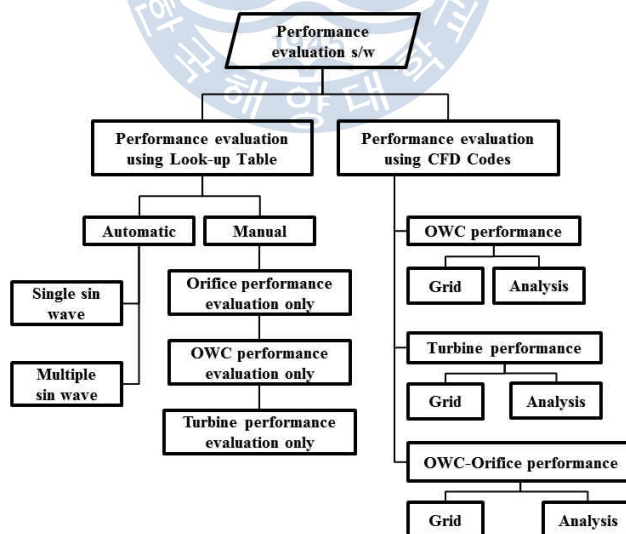


Fig. 9.1.1 Structure of S/W

본 S/W는 크게 2개의 패키지로 구성이 되는데 하나는 Look-up Table을 이용한 성능평가 패키지이고 다른 하나는 CFD를 이용한 성능해석 패키지이다. 각 패키지는 각자의 장점과 단점을 가지고 있는데, 전자는 계산시간이 거의 소요되지 않는다는 장점이 있지만 특정 시스템에 제한이 된다는 단점이 있다. 후자는 계산 시간과 기술적인 노하우가 해석결과에 지배적인 영향을 미치기 때문에 사용자 의존도가 높다는 단점이 있는 반면, 상세설계가 가능한 장점을 갖고 있다. Fig. 9.1.1은 본 S/W의 구조도를 나타내고 있고 Fig. 9.1.2는 메인 화면을 보여주고 있는데, 상당 탭을 선택함으로써 각각의 패키지를 실행 할 수 있다.

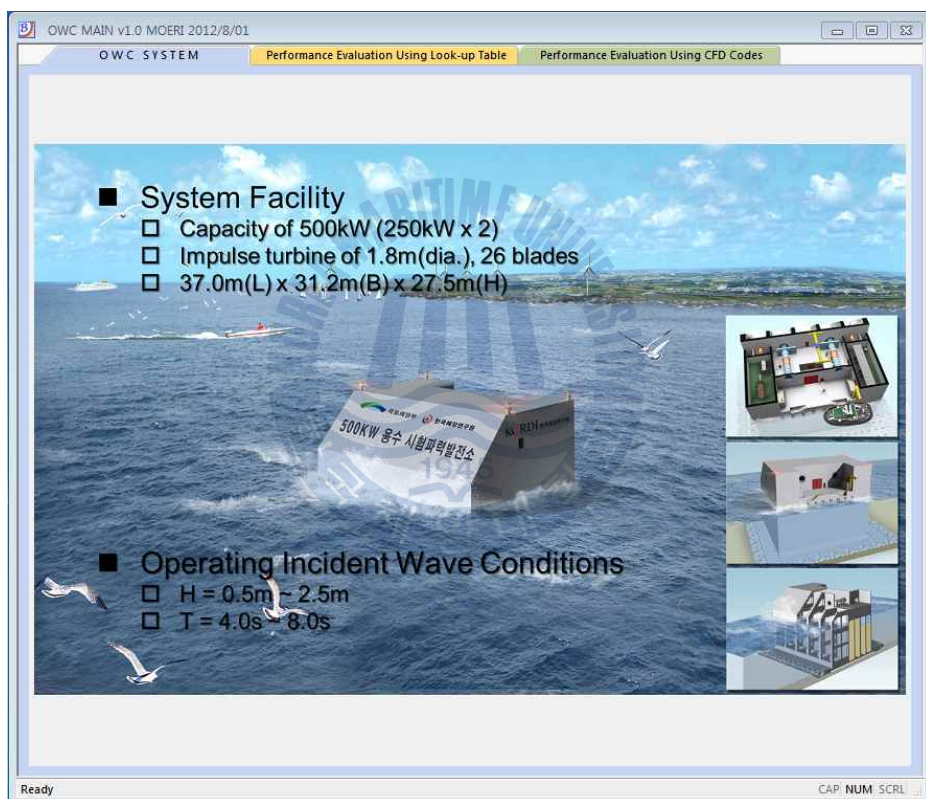


Fig. 9.1.2 Main Window of S/W

9.2 Look-up Table을 이용한 성능예측 패키지

과거에 수행했던 연구내용은 OWC형 파력에너지변환의 전 과정을 수치적으로 해석하는 기법을 개발하여 얻은 결과를 설계에 반영되어져 왔다. 즉 파력에너지를 왕복 유동 에너지로 변환하는 과정을 해석하기 위하여 수치조파 수조가 구축되어 OWC 챔버 성능해석을 수행 하였고, 왕복유동에너지를 회전에너지로 변환하는 성능을 해석하기 위하여 MRF 기법을 이용한 회전체 해석 모듈을 개발하였다. 독립적으로 수행하던 성능 해석을 통합시키기 위하여 오리피스 모델을 채택하여 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버 해석을 수행하여 의미 있는 결과들을 도출하였다.

현 단계에서는 챔버 및 터빈의 사양이 결정되었기 때문에 특정 입사파 조건에서 시스템의 성능도 결정된다. 검증된 연구방법을 이용하여 접근 가능한 대표적인 특정 조건하에서 성능해석을 수행한 후, Look-up Table을 완성하면 어려운 성능해석을 수행할 필요가 없이 보간을 통하여 사용자가 원하는 입력조건의 성능을 읽어 낼 수 있다. 이와 같은 컨셉 하에 Look-up Table구축을 위해 사용된 계산범위는 다음과 같고, 패키지의 모듈화 및 프레임은 Visual C++ 및 3D Library를 이용하여 완성하였다.

- 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버 성능해석

$$1 \leq \text{파고} \leq 2.5\text{m},$$

$$4 \leq \text{주기} \leq 8\text{sec},$$

$$0\text{도} \leq \text{파향} \leq 90\text{도}$$

$$0.3d \leq \text{오리피스 직경비} \leq 0.6d$$

- 터빈의 정상 성능해석

$$\text{유량} : 20 \sim 60 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{RPM} : 300 \sim 800$$

- 오리피스 압력강하 해석

$$\text{유량} : 0 \sim 80 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{압력강하} : 0 \sim 20000 \text{ Pascal}$$

9.3 CFD 코드를 이용한 터빈성능해석 패키지

CFD를 이용한 성능해석은 터빈의 단독성능해석, OWC 시스템의 통합성능해석, 오리피스 압력강하 성능해석을 포함하고 있다. 터빈의 단독성능해석은 주기조건을 적용하여 한쌍의 터빈-가이드베인만 모델링 하여 MRF 기법을 이용하여 회전체 문제를 다루어, 터빈의 토크와 압력강하 계산하였다. OWC 시스템의 통합성능해석은 VOF모델을 기반으로 한 수치조파수조에 공기실을 설치하여, 챔버 내부의 자유수면 운동과 덕트 내의 공기유량을 계산하였다. 오리피스 압력강하 성능해석은 해당 유량에서 오리피스가 있을 때 압력강하가 얼마나 생기는지에 대한 계산을 Fluent를 이용하여 수행하였다.

즉 1, 2차 에너지 변환장치 설계를 위하여 성능해석을 상용 CFD코드 인 Fluent 가 이용되었고, 모델링 및 격자 생성을 위하여 Gambit이 사용되었다. 전 과정을 사용자에게 전달하기 위하여 각 단계별로 모델링, 격자 생성 및 해석방법을 구체적으로 매뉴얼화 하여 각 해석대상에 연동 하였다. 각 버튼을 클릭하면 이에 해당하는 매뉴얼이 오른쪽 창에 나오게 되는데, 각각의 설명은 다음과 같다.

- **CFD Analysis of OWC Chamber :**

- Grid generation : OWC 공기실의 성능해석을 위하여 필요한 모델링 방법과 격자 생성 방법에 대한 설명이 우측 창에 나타나게 된다.
- Analysis Setup : 모델링 및 격자 생성이 완료되면 Fluent에서 해석을 위한 해석 방법을 설정해야 되는데, 본 버튼을 클릭하면 후처리를 포함한 해석방법에 대하여 자세하게 나타나게 된다.

- **CFD Analysis of Turbine :**

- Grid generation : 터빈의 정상해석을 위한 모델링 및 격자 생성 과정을 자세하게 설명하고 있다.
- Analysis Setup : 모델링 및 격자 생성이 완료되면 Fluent에서 해석을 위한 해석 방법을 설정해야 되는데, 본 버튼을 클릭하면 후처리를 포함한 해석방법에 대하여 자세하게 나타나게 된다.

- **CFD Analysis of OWC - Turbine Integrated System:**

- Orifice Performance : 오리피스가 발생시키는 압력강하를 해석하기 위하여 필요한 격자 생성 및 해석 방법에 대하여 자세하게 설명하고 있다.
- OWC - Turbine Integrated System Performance : 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버 해석, 즉 오리피스를 챔버 덕트에 설치 한 후 시스템의 성능을 해석하기 위한 모델링 및 격자생성 방법을 자세하게 설명 하고 있다. 해석을 위한 설정에서는 UDF Compile를 포함한 input 설정 및 후처리 과정을 자세하게 설명하고 있다.

• Execute Path :

- 모델링, 격자생성, 해석 및 후처리에 사용되는 각 프로그램의 실행 파일 위치를 설정하는 기능이다. 한번만 지정하면 레지스트리에 저장되기 때문에 하단에 버튼을 클릭하면 해당 프로그램이 실행된다.

Fig. 9.3.1과 9.3.2는 격자생성과정과 Fluent해석 설정 과정의 예를 보여주고 있다. 좌측은 해당 매뉴얼 실행 버튼 창이고, 좌측은 매뉴얼이 View 창이다. 해당 매뉴얼은 PDF파일과 연동되어 있기 때문에 추후 내용 추가가 필요시에는 업그레이드가 가능하다.

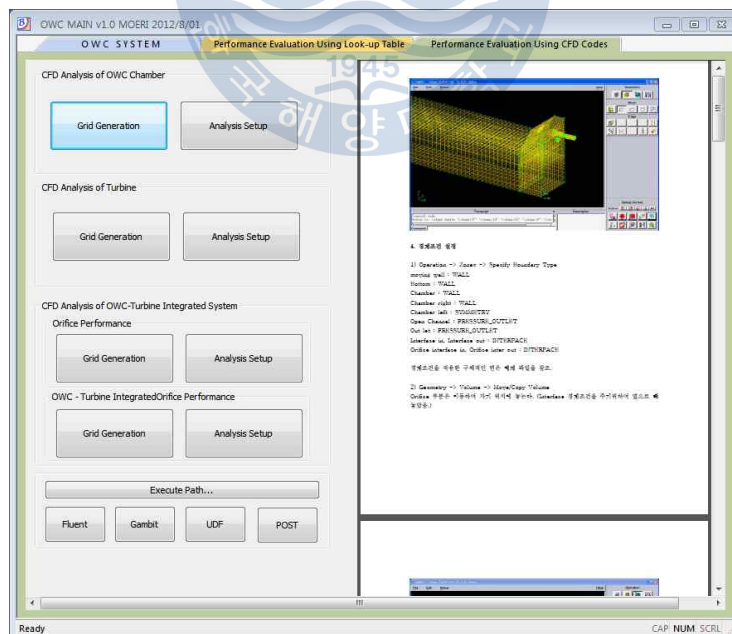


Fig. 9.3.1 Panel of Grid Generation

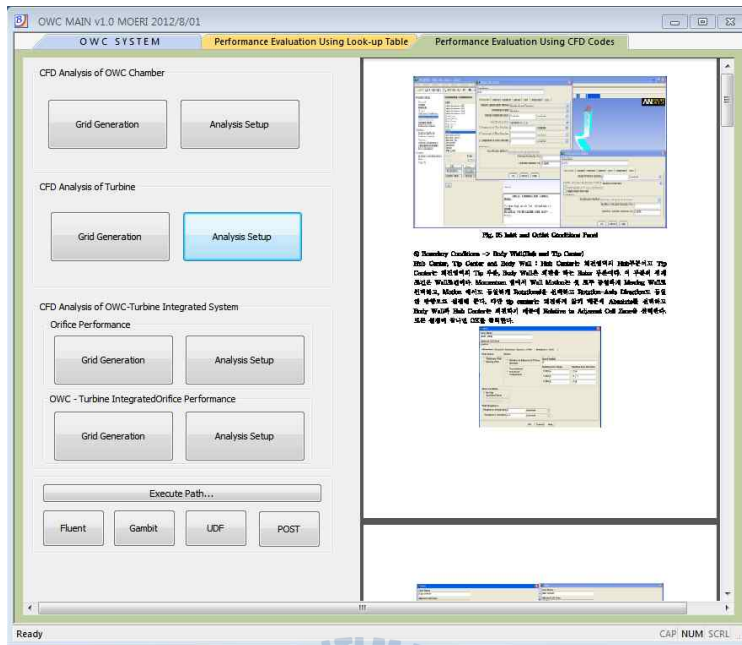


Fig. 9.3.2 Panel of Solution

9.4 실행 사례를 통한 Look-up Table 패키지 설명

9.4.1 메뉴 설명

가. Automatic 모듈

Look-up Table을 이용한 성능평가 패키지는 2개의 모듈, 즉 Automatic 모듈과 Manual 모듈로 나누어진다. Automatic 모듈은 입사파 조건과 터빈의 작동 회전수를 입력하면 자동적으로 터빈을 가장 잘 모사하는 오리피스 직경을 찾아서, 유량을 산정한 후 시스템의 출력을 내어주는 시스템이다. 본 모듈에서 Input과 Output은 다음과 같다.

Input : 입사파고, 주기, 입사파 각도와 터빈의 작동 회전수

Output : 시스템의 평균 출력

나. Manual 모듈

Manual 모듈은 오리피스, 오리피스-OWC, Turbine의 성능 평가를 단독적으로 수행할 수 있도록 창을 구성하였다. Select Calculation Type 각각의 모듈을 선택함으로 사용하고자 하는 모듈을 실행할 수 있다. 각 모듈의 Input과 Output은 다음과 같다.

- 오리피스 성능평가

Input : 유량과 압력강하

Output : 오리피스 직경 비

- OWC 성능평가

Input : 입사파고, 파장, 입사파 각도, 오리피스 직경 비와 터빈의 작동 회전수

Output : 덕트내 유량 및 시스템의 평균출력

- Turbine 성능평가

Input : 유량과 회전수

Output : 토크, 압력강하, 효율 및 평균출력

9.4.2 실행 예

가. Automatic 모듈

입사와 파고가 2m, 주기가 5.5s, 입사와 각도가 0도이고 터빈의 작동 회전수가 400RPM 일 때 시스템의 출력을 예측하는 예시를 설명하고 있다.

1) Input 값을 입력

H : 2 , T : 5.5, Wave Direction : 0, RPM : 400

2) 실행

RUN 버튼을 클릭

3) 결과

Mean Power에 나타난 값이 최종 Output 값인 시스템 평균출력이고 Export Result 버튼을 이용하여 결과를 저장 할 수 있다. Clear Output 버튼은 Output을 지워 주는 기능을 포함하고 있다.

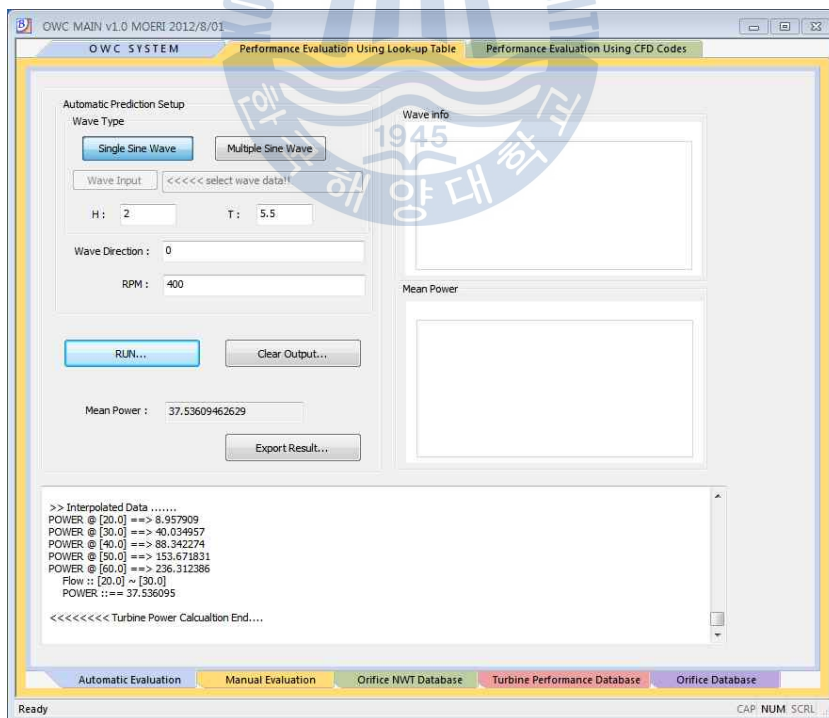


Fig. 9.4.1 Example of Automatic Module

OWC 통합 시스템 성능평가:

입사파고가 2.2m, 주기가 6s, 입파파 각도가 0도, Orifice 직경비가 0.55D 이고 터빈의 작동 회전수가 500RPM 일 때 텍트내에 발생하는 평균유량과 터빈의 출력을 예측하는 문제를 예시로 설명한다.

* RPM은 옵션으로 사용자의 필요에 따라 활성화하여 사용하면 된다.

1) Input 값을 입력

H : 2.2, T : 6, Wave Direction : 0, Orifice Dia : 0.55, RPM : 500

2) 실행

RUN 버튼을 클릭

3) 결과

Output에 나온 Q와 Power가 최종 Output 값인 덕트내 평균유속과 평균출력이
다. 우측 창에 보간 과정을 보여주고 있고 Clear Output 버튼을 이용하여 창의 내용
지울 수 있다.

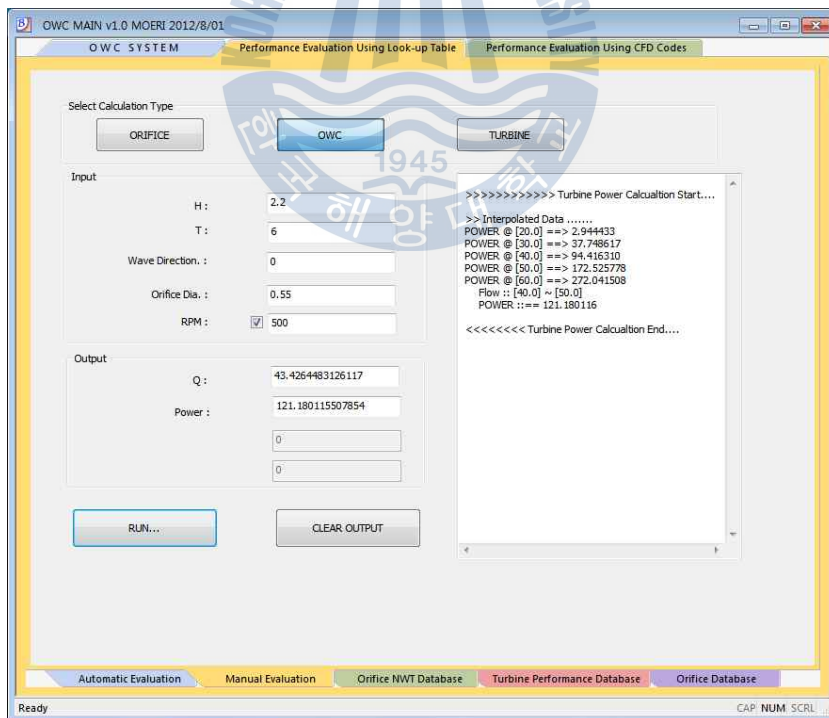


Fig. 9.4.3 Example of OWC-Integrated Performance Evaluation

Turbine 성능평가:

유량이 40m³/s 이고 터빈의 회전수가 500 일 때 터빈의 성능을 예측하는 문제를 예시로 설명한다.

1) Input 값을 입력

Q : 40, RPM : 500

2) 실행

RUN 버튼을 클릭

3) 결과

Output에 나온 값들이 최종 Output값이 토크, 압력 강하, 효율 및 시스템의 출력이다. 우측 창에 보간 과정을 보여주고 있고 Clear Output 버튼을 이용하여 창의 내용 지울 수 있다.

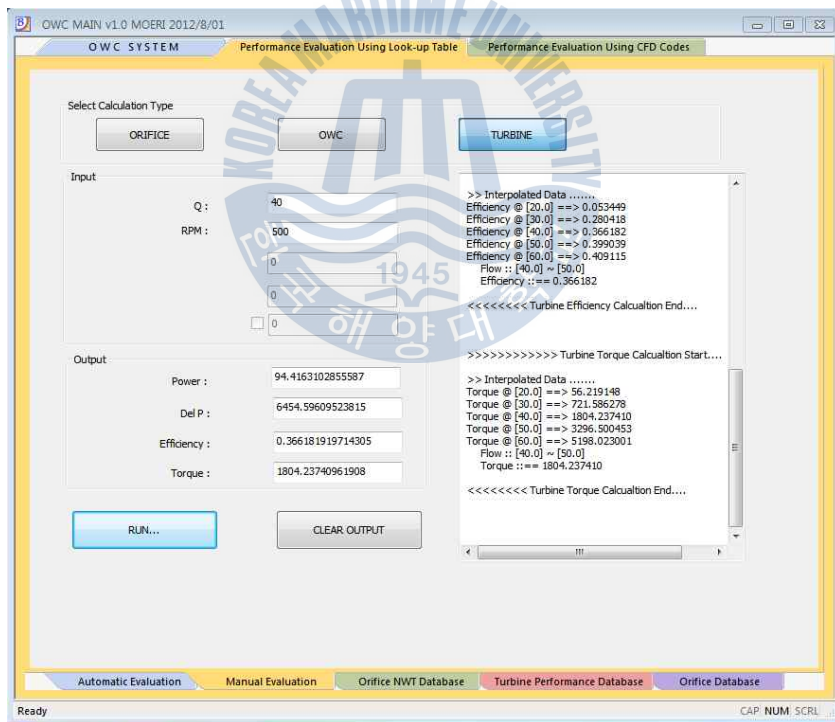


Fig. 9.4.4 Example of Turbine Performance Evaluation

9.5 결론

시스템의 최종 성능은 상위 모듈간의 복잡한 상호 작용을 거쳐서 얻어지기 때문에 아주 복잡하다. 본 장에서는 실제 발생할 수 있는 모든 요소들을 최대한 반응하여 시스템의 출력을 도출하는데 성공하였다. Iteration을 통하여 각각의 정보를 주고받으면서 계산을 수행하게 되는데, 사용자가 아주 쉽게 결과를 얻을 수 있도록 Visual C++ 및 3D CAD Library (OpenCASCADE)를 이용하여 기 구축된 Look-Up Table을 연동하여 S/W 패키지를 구축 하였다. 실험역 입사파 조건을 입력하면 여러 과정의 Iteration을 자동적으로 수행하여 출력을 도출해 주는 친 사용자 프로그램을 개발하였다. 예를 통하여 사용의 편리성과 결과의 유용성을 확인 하였다. 또한 각 모듈별로 단독으로 작동이 가능하게 설계하여 단계별로 성능예측이 가능하도록 개발하였다.



제10장 결론 및 제언

10.1 결론

본 논문은 OWC 파력발전시스템의 설계에 있어서 필요한 모든 내용(발전기 불포함)을 다루고 있다. 한국해양과학기술원(홍기용)에서 수행하고 있는 500kW급 진동수주형 파력발전 실증플랜트 설계에 있어서 필요한 정보를 제공하기 위하여 수행된 연구임을 밝힌다. 연구는 대부분 수치해석을 이용하여 연구를 수행하였는데, 수치해석 모델의 검증 위하여 필요한 실험을 수행하여 결과를 비교하였다. 수치해석은 RANS 방정식을 기반으로 한 상용 CFD코드 인 Fluent를 이용하여 수행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 주요 결론은 다음과 같다.

1. OWC형 파력발전장치의 1차 에너지 변환장치의 성능해석을 위하여 two-phase VOF 모델을 기반으로 한 수치조파수조를 구축하였다. 조파판 제어법을 이용하여 조파를 하였는데, 조파판의 제어는 UDF기능을 연동하여 dynamic mesh 기법을 사용하여 완성하였다. 조파된 2, 3차원 파는 이론치와 비교 분석하여 검증작업을 완료하였다. 수치해석을 이용한 챔버 내 파고의 분석에서는 챔버 길이와 출구 직경이 같을 경우, 특정 입사파 주기에서 공진현상이 일어나 상대파고가 급격히 상승하는 구간이 있는 것으로 확인 되었다. 하지만 출구 직경이 챔버 길이보다 작은 경우, 즉 노즐 영향이 있는 경우에는, 입사파 주기의 증가에 따라 챔버 내 상대파고도 증가하는 경향을 보이다가 어느 지점에서 수렴하는 것을 확인 할 수 있었다.

챔버 출구에 덕트가 설치되어, 덕트 내 발생하는 유량의 비교에서는 입사파 주기의 증가에 따라 발생하는 유량도 증가하는 경향을 보였다. 노즐영향, 즉 챔버 단면적과 덕트 단면적의 비가 OWC 챔버 성능에 미치는 영향에서는 이에 따른 공기실내 자유수면의 변화, 덕트내의 유량의 변화를 제시하였다.

공기실의 성능 향상을 위하여 수행했던 파랑집중장치의 영향은 두가지 챔버 형상에 대하여 계산을 수행했는데, 모두 성능을 향상 시키는 데는 도움이 되는 것으로 확인 되었다. 입사파 주기가 작을 경우에는 파랑집중장치의 영향이 미미하였으나 장주기로 갈

수록 그 영향은 최대 40%의 성능증가를 가져다주었다. 하지만 그 효과를 보기 위해서는 파랑집중장치의 길이가 충분히 길어야 되기 때문에 구조물의 크기가 배로 늘어나게 된다. 이로 인하여 구조물에 작용하는 유체력도 증가하기 때문에 구조설계시 주의 할 것을 제안한다.

2. OWC형 파력발전장치의 2차 에너지 변환장치인 임펄스 터빈의 정상 성능해석을 위하여 MRF 기법을 이용한 회전체 계산 모델을 개발하였다. Setoguchi가 개발한 임펄스 터빈을 기본모델로 하여 다양한 파라미터에 대하여 개발된 모델로 계산을 수행 한 후, 실험치와 비교 검증을 하였다. 임펄스 터빈의 최적화를 위하여 각 파라미터 별로 영향을 고찰 하였다. 날개 수, 허브 비, 날개 끝단 간격, 가이드 베인 각도, 날개 가이드 베인 사이 간격, 날개의 Sweep angle, Staggered Blade 등의 영향을 고찰하고, 직경 산출 작업을 거쳐서 최종 직경이 $D=1.8\text{m}$, 날개 수 $z=26$, 허브 비 0.65인 250 kW급 임펄스 터빈을 설계하였다(최대효율 46%). 고성능 터빈 개발을 위하여 날개 끝단에 링을 설치한 Ring-type 임펄스 터빈을 개발하여 약 5%의 성능향상을 달성하였다.

최종 설계된 임펄스 터빈의 자기기동 성능을 확인하기 위하여 터빈의 운동방정식에 기반을 둔 준 정상 자기기동 특성을 계산하였다. 최종 설계된 터빈과 기본모델을 비교 하였는데, 두 모델 모두 약 50.0초 안에 수렴하는 것을 확인 할 수 있었다.

시스템의 실효역 작동환경에서 운용을 대비하여 RANS 방정식에 기반을 둔 비정상 해석 모듈을 개발하였다. 터빈의 운동방정식을 UDF로 편집하여 각 시간스텝에서 계산 되는 토크를 각속도로 자동 계산하여 터빈에 적용함으로 수치해석을 수행해나가는 방법이다. 총 3가지 입력 조건하에서 계산을 수행하여서, 터빈의 정지 상태에서부터 안정된 회전수까지 도달하는 시간을 계산하였다. 균일 흐름이 지속적으로 들어올 때, 터빈의 회전수 증가로부터 수렴되는 과정을 모사하였고, 일정한 주기를 가지고 왕복흐름이 들어올 때, 터빈의 반응을 모사하였고, 마지막으로 균일흐름이 특정 시간 간격으로 들어올 때, 터빈의 회전수 증가로부터 정지하는 전 과정을 모사하였다. 이와 같은 비정상 해석의 성공은 타 신재생 에너지에도 적용될 수 있어, 아주 유용한 툴로 자리매김 할 것이라고 기대된다.

3. 그동안 단독적으로 수행했던 연구를 통합하여 수행하여야 보다 현실에 가까운 연구를 진행할 수 있다. 즉 터빈의 영향을 고려한 OWC 챔버 해석을 수행하기 위하여 오리피스 모델을 채택하였다. 임펄스 터빈이 발생시키는 압력강화와 오리피스 모델이 발

생시키는 압력강하를 비교하기 위하여 폴무에서 실험을 수행 하였다. 오리피스 모델을 수치조파수조에 적용하기 위하여 수치적으로도 모델링하여 실험과 비교하여 검증을 하였다. 또한 다양한 직경비를 가지는 오리피스를 모델링하여 터빈이 방생시키는 압력강하와 비교한 결과, 약 $0.4D \sim 0.6D$ 의 직경비 범위를 가지는 오리피스가 터빈의 영향을 잘 모사하고 있음을 확인 하였다.

OWC 시스템의 통합성능해석을 통하여 챔버 내 자유수면의 운동과 덕트 내 유량의 변화, 챔버 내 압력의 변화를 고찰하였다. 챔버 내 압력의 변화는 흡기시 발생하는 압력 절대값이 배기 시 발생하는 압력보다 더 큰 것을 확인 하였다. 하지만 덕트내 발생하는 유량은 흡기 시 보다 배기 시가 더 크게 나왔다. 이는 공기실내의 압력, 자유수면의 변화, 덕트 내 유속 3자간의 복잡한 간섭이 일어나서 발생하는 현상이라고 사료된다. 또한 터빈의 영향이 없는 경우는 자유수면의 운동과 유량변화 사이에는 반주기의 위상변화가 일어났지만 터빈의 영향을 고려한 경우에는 위상변화가 그 절반으로 줄어들었다. 설계조건에서 상호작용 고려에 따른 성능차이는 약 46% 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

설계입사파 조건에서 구조물이 받는 유체력의 범위는 $3.3 \times 10^4 kN \sim 4.3 \times 10^4 kN$ 인 것으로 계산이 되었다.

4. 사파중 OWC 시스템의 성능을 고찰하기 위하여 단순 공기실, 즉 위가 열린 공기실과 오리피스가 있는 덕트를 설치한 공기실에 대하여 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 연구를 수행하였다. 다양한 입사파 중에서 입사각($0^\circ \sim 90^\circ$)에 대한 영향을 챔버 내 상대파고의 변화로 고찰하였는데, 실험결과와 수치해석 결과의 경향이 거의 일치한 것으로 나왔다. 입사각도(입사방향과 챔버 폭이 이루는 각도)가 큰 경우에는 영향이 그다지 선명하지 않았지만, 입사각도가 감소함에 따라 최대 44%의 성능감소가 발생하였다. 챔버 주변의 상세한 유동장을 살펴보면, 사파로 인한 공기실내 수면이 불안정한 것을 확인할 수 있었는데, 이로부터 에너지가 손실 되었을 것이라고 사료한다. 용수파력발전시스템의 경우, 입사파 입사각도에 따른 성능을 검토한 결과, 감소율이 선형임을 확인할 수 있어서 단순한 수식으로 표현을 하였다.

5. 실패역 파랑중 OWC 시스템의 성능을 예측하기 위하여 실패역 불규칙파를 에너지 밀도가 변하지 않는 규칙파로 변환을 하고 접근하였다. 실패역 불규칙파를 일정 구간으

로 나눈 후, 해당구간의 에너지 밀도와 동일한 값을 갖는 규칙파로 대치를 하여 성능예측을 수행하였다. 따라서 대표적인 입사파를 선택해서 다양한 오리피스 모델을 적용한 후 계산을 수행한 다음, 나머지 규칙 입사파는 기존의 값에서 보간을 해서 사용 할 수 있도록 Look-up Table을 구성하는 작업을 하였다.

우선 먼저 매 상황에서 실제 터빈을 가장 잘 모사하는 orifice 직경을 찾기 위하여 각 orifice 별로 유량에 따른 압력강하의 변화를 계산하여 Look-up Table을 구성하였고, 파고와 주기가 $H = 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 \text{ m}$, $T = 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0$ 인 대표 입사파 조건에서 $0.3D, 0.4D, 0.5D, 0.6D$ 인 오리피스를 각각 설치하여 계산을 수행한 후, 쉽게 찾고 보간 할 수 있도록 Look-up Table을 구축하였다. 이를 통하여 얻어지는 유량을 이용하여 최종 터빈이 내어주는 출력을 따로 계산하지 않고 손쉽게 선택해서 사용할 수 있도록 모든 범위의 조건에서 계산을 미리 수행함으로 터빈 성능 Look-up Table을 구축하였다.

6. 시스템의 최종 성능은 상위 모듈간의 복잡한 상호 작용을 거쳐서 얻어지기 때문에 아주 복잡하다. 본 연구에서는 실제 발생할 수 있는 모든 요소들을 최대한 반응하여 시스템의 출력을 도출하는데 성공하였다. Iteration을 통하여 각각의 정보를 주고받으면서 계산을 수행하게 되는데, 사용자가 아주 쉽게 결과를 얻을 수 있도록 Visual C++ 및 3D CAD Library (OpenCASCADE)를 이용하여 기 구축된 Look-Up Table을 연동하여 S/W 패키지를 구축 하였다. 실험역 입사파 조건을 입력하면 여러 과정의 Iteration을 자동적으로 수행하여 출력을 도출해 주는 친 사용자 프로그램을 개발하였다. 예를 통하여 사용의 편리성과 결과의 유용성을 확인 하였다

또한 각 모듈별로 단독으로 작동이 가능하게 설계하여 단계별로 성능예측이 가능하도록 개발하였다.

10.2 제안 및 향후연구내용

터빈의 상호작용을 고려한 통합성능해석은 본 논문을 통하여 신뢰성 있는 결과들을 도출하는데 성공하였다. 또한 500kW급 진동수주형 파력발전 장치에 대한 쉬운 성능평가 패키지도 개발하여 신뢰성을 검증하였다. 하지만 새로운 시스템을 설계함에 있어서는 복잡한 수치해석을 처음부터 다시 해야 된다는 단점을 가지고 있다. 이를 극복하기 위하여 시스템의 설계기법과 과정을 표준화 할 수 있다면 아주 유용한 도구가 될 것이다. 때문에 진동수주형 파력발전 시스템 설계용 표준화 S/W 시스템을 개발하여 수년간 수행해 온 모든 노하우들을 집결한 패키지를 구축할 계획이다.

또한 성능평가 패키지를 사용함에 있어서 실패역 입사파를 단순히 유량 차원에서 규칙과화 시켰는데, 이를 보다 정확한 에너지 차원에서 불규칙파를 규칙과화 하는 작업이 필요할 것이라고 사료된다. 때문에 실패역 파랑 정보를 보다 현실성 있게 보정할 수 있는 수학적 모델이 필요하기 때문에 이에 대한 연구를 계속하여 수행할 계획이다.



감사의 글

2004년 한국해양대학교로 유학을 와서 졸업하기까지 장장 8년이라는 세월을 포기하지 않고 끝까지 학업을 견지할 수 있도록 은혜를 베풀어 주신 여호와 하나님께 깊은 감사를 드립니다.

2004년 12월 철부지 같은 저를 연구실로 받아 주시고 끝까지 포기하지 않고 믿어주시고 지도해 주신 제 인생의 멘토 현범수 교수님께 감사를 드립니다. 교수님이 계셨기에 오늘날의 제가 있다고 해도 과언이 아닐 정도로 정말 고마우신 분이셨습니다. 그 은혜를 평생 보답하며 살겠습니다. 바쁜 와중에서도 논문심사를 해주신 손경호 교수님, 도덕희 교수님께도 감사를 드립니다. 그리고 8년 동안 선박유체역학연구실에서 동거동락 했던 무롱이형, 채승형, 태운이형, 정기형, 류진 교수님, 이대형, 한준선, 최다혜, 동기 언주, 준영이형에게도 감사를 드립니다. 앞길에 좋은 일들만 있기를 바랍니다.

특별히 졸업도 하지 않은 저를 연구소로 받아주신 홍기용부장님에게 감사를 드립니다. 그렇게 바쁜 와중에서도 논문심사까지 해 주신 부장님, 다시한번 심심한 감사를 드립니다. 연구소에서 즐거운 마음으로 함께 일하고 있는 신승호 박사님, 김상호 박사님, 김영덕 박사님, 천호정 박사님, 박지용 연구원, 손정민 연구원에게도 감사의 말씀을 전합니다. 김박사라고 불러주실 때 사실 굉장히 불편했었는데, 이제는 마음껏 김박사라고 불러 주십시오. 언제든지 달려가겠습니다.

그리고 항상 응원해 주시고 기도로 후원해 주시는 신앙의 어머니이신 윤선생님을 비롯한 아쉬레 모든 지체들에게 감사의 마음을 전합니다. 영원한 동지인 해대 동기들(광일, 김광, 김파, 경송, 경화, 문걸, 명철, 성원, 세준, 영민, 영무, 은철 등)..., 수영로교회 모든 동역자들..., 김두환 목사님을 비롯한 연변 해양대 식구들... 새로남교회 식구들... 감사합니다.

마지막으로 무한대로 믿어주고, 후원해 주고, 사랑해 주시고 또한 자기 자식이 제일 잘난 줄만 알고 사시는 어머니, 아버지, 그리고 장인 장모님에게 무한한 감사를 드립니다. 동생 길화에게도 감사드립니다. 무뚝뚝한 저를 구제해 준 내아내 혜령씨... 그리고 한달 전에 태어난 내딸 예은이... 그대들이 내 삶의 원동력이라는 거 알지?? 사랑한다.

모든 영광을 하나님께 올려 드립니다.

참고문헌

- 현범수, 문재승, "수치해석을 이용한 파력발전용 임펄스 터빈의 성능 해석", 한국해양 공학회지, 제18권, 제5호, pp 1~6, (2004).
- Ambli N., Bonke K., Malmo O., Reitan H., "The Kvaerner multi-resonant OWC", Proceedings of the 2nd International Symposium on Wave Energy Utilization, Trondheim Norway Tapir, 275~295, (1982).
- Boussinesq J., "Theory of wave and swells propagated in long horizontal rectangular canal and imparting to the liquid contained in this canal", Journal de Mathematiques Pures et Appliquees, 17(2): 55~108, (1872).
- Brito-Melo A., Sarmento A. J. N. A, Cle'ment A. H, Delhommeau G., "A 3D boundary element code for analysis of OWC wave-power plants", Proceedings of the Ninth International Offshore and Polar Engineering Conference, Brest, France, 1: 188~195, (1999).
- Count B.M., Evans D.V., "The influence of projecting sidewalls on the hydrodynamic performance of wave-energy devices", Journal of Fluid Mechanics, 145: 361~376, (1984).
- Delaure Y. M. C. and Lewis A. A., "3D Parametric Study of a Rectangular Bottom-Mounted OWC Power Plant", Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, 1: 548~554, (2001).
- Delaure Y. M. C., Lewis A., "3D hydrodynamic modeling of fixed oscillating water column wave power plant by a boundary element methods", Ocean Engineering, 30: 309~330, (2003).
- Dhanasekaran T.S., Govardhanb M., "Computational analysis of performance and flow investigation on wells turbine for wave energy conversion", Renewable

Energy, 30: 2129~2147, (2005).

Evans D.V., "Wave-power absorption by systems of oscillating surface pressure distributions", Journal of Fluid Mechanics, 114: 481~499, (1982).

Falca~o A.F., "Wave-power absorption by a periodic linear array of oscillating water columns", Ocean Engineering, 29: 1163~1186, (2002).

Falca~o A.F.de O., Sarmiento A.J.N.A., "Wave generation by a periodic surface pressure and its application in wave-energy extraction", 5th International Congress on Theoretical and Applied Mechanics, Toronto, 45~51, (1980).

Falnes J., McIver P., "Surface wave interactions with systems of oscillating bodies and pressure distributions", Applied Ocean Research, 7: 225~234, (1985).

Folley M., Curran R., Whittaker T., "Comparison of LIMPET contra-rotating wells turbine with theoretical and model test predictions", Ocean Engineering, 33: 1056~1069, (2006).

Harlow F. H., Welch J. F., "Numerical calculations of time dependent viscous incompressible flow of fluid with free surface", Journal of Physics of Fluids, 8:

Hirt C. W., Nichols B. D., "Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundary", Journal of Computational Physics, 39: 201~225, (1981).

Hong, K.Y., Shin, S.H., Hong, D.C., Choi, H.S. and Hong, S.W., "Effects of Shape Parameters of OWC Chamber in Wave Energy Absorption," Proc 17th Int Offshore and Polar Eng Conf, Lisbon, Portugal, ISOPE, Vol1, pp 428~433, (2007).

Hyun, B.-S., J.-S. Moon, S.W. Hong and K.S. Kim, "Design of Impulse Turbine with an End Plate for Wave Energy Conversion", Proc. 15th ISOPE, Seoul, Korea, June 19~24, Submitted, (2005).

Hyun, B.-S., J.-S. Moon, S.W. Hong and Y.Y. Lee, "Practical Numerical Analysis of Impulse Turbine for OWC-type Wave Energy Conversion Using Commercial CFD code", Proc. 14th ISOPE, Toulon, France, Vol. 1, pp 253~259, (2004).

Inoue M., Kaneko K., Setoguchi T., Hamakawa H., "Air turbine with self-pitch-controlled blades for wave power generator (Estimation of performances

- by model testing)", JSME International Journal, Ser. II 32 (1): 19~24, (1988).
- Inoue M., Kaneko K., Setoguchi T., Raghunathan S., "Simulation of starting characteristics of the wells turbine", AIAA/ASME 4th Fluid Mech Plasma Dynamics Laser Conference, 1122~1127, (1986).
- Inoue M., Kaneko K., Setoguchi T., Saruwatari T., "Studies on the wells turbine for wave power generator (Turbine characteristics and design parameter for irregular wave)", JSME International Journal, Ser. II 31 (4): 676~682, (1988).
- Inoue M., Kaneko K., Setoguchi T., Shimamoto K., "Studies on wells turbine for wave power generator (Part 4; Starting and running characteristics in periodically oscillating flow)", Bull, JSME, 29 (250): 1177~1182, (1986).
- Jin Ji-yuan, "The Application of Numerical Wave Tank Based on VOF Model in Wave Energy Converting Facility Design," M.S., Korea Maritime University, Busan, (2009).
- Jin Ji-yuan, Hyun Beom-Soo, Liu Zhen and Hong keyyong, "Numerical Prediction of Chamber Performance for OWC Wave Energy Converter", Journal of Korean Society for Marine Environmental Engineering, Vol. 13, No. 2, pp. 91~98, (2010).
- Jin Jiyuan, Liu Zhen, Hyun Beom-Soo and Hong Keyyong, "Effects of Wave Direction on Performance of Oscillating Water Column type Wave Energy Converter", Proceeding of the 22nd International Ocean and Polar Engineering Conference, Rhodes, Greece, June 17~22, (2012).
- Kim T. H., Setoguchi T., Kinoue Y., "Hysteretic Characteristics of Wells Turbine for Wave Power Conversion", Proceedings of the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference, Kitakyushu, Japan, 1: 687~693, (2002).
- Kim T. W., Takao M., Setoguchi T., "Effect of Tip Clearance on the Performance of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion". Proceedings of the Fifteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Seoul, Korea, 1: 513~517, (2005).
- Kim Tae Ho, Setoguchi Toshiaki, "Study of turbine with self-pitch-controlled blades for wave energy conversion", International Journal of Thermal Sciences, 41:

101~107 (2002).

Kim Tae-Hun, Lee Yeon-Won, Park Ill-Kyoo, "Numerical Analysis for Unsteady Flow Characteristics of the Wells Turbine", Proceedings of the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference, Kitakyushu, Japan, 1: 694~699, (2002).

Kim Tae-Sik, Lee Hyeong-Gu, Park Il-Kyoo, "Numerical Analysis of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion", Proceedings of the Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Seattle, USA, 1: 414~419, (2000).

Kim TW., Kaneko K., Setoguchi T., Matsuki E., Inoue M., "Impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power generator (effects of rotor blade profile and sweep angle)", Proceedings of 2nd KSME-JSME Thermal and Fluid Engineering Conference, 1: 277~281, (1990).

Kinoue Y., Kim T. H., Setoguchi T., "Hysteretic characteristics of monoplane and biplane Wells turbine for wave power conversion", Energy Conversion and Management, 45: 1617~1629, (2004).

Larsen J., Dancy H., "Open Boundaries in Short Wave Simulations- A new Approach", Coastal Engineering, 7: 285~297, (1983).

Lee C. H., Newman J. N., Nielsen F. G., "Wave interactions with an oscillating water column", Proceedings of the 6th International Offshore and Polar Engineering Conference, Los Angeles, USA, 1: 82 - 90, (1996).

Lee Hyeong-Gu, Kim Jeong-Hwan, Lee Yeon-Won, "Numerical Analysis of Flow Characteristics in a Wells Turbine for Wave Power Conversion", Proceedings of the Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Seattle, USA, 1: 427~433, (2000).

Lee Hyeong-Gu, Park Ill-Kyoo, Kim Tae-Hoon, "A 3-Dimensional Numerical Simulation of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion", Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, 1: 620~624, (2001).

Liu Zhen, Hyun Beom-Soo and Jin Jiyuan, "Numerical Analysis of Wave Field in

- OWC Chamber Using VOF Model", Journal of Korean Society of Ocean Engineers, Vol. 22, No. 2, pp. 1~6, (2008).
- Liu Zhen, Hyun Beom-Soo, Jin Jiyuan and Hong Keyyong, "Practical Evaluation Method on the Performance of Pilot OWC System in Korea", Proceeding of the 21st International Offshore and Polar Engineering Conference, Maui, Hawaii, USA, June 19~24, (2011).
- Liu Zhen, Hyun Beom-Soo, Hong Keyyong and Jin Jiyuan, "Effects of Wave Focusing Device on Performance of OWC Chamber", Journal of Korean Society for Marine Environmental Engineering, Vol. 13, No. 1, pp. 12~17, (2010a).
- Liu Zhen, Hyun Beom-Soo, Hong Keyyong, Lee Young-Yeon and Jin Jiyuan, "A Study on Integrated OWC System within Turbine Effects", Journal of Korean Society of Ocean Engineers, Vol. 24, No. 2, pp. 1~9, (2010b).
- Liu Zhen, Jin Jiyuan, Hyun Beom-Soo and Hong Keyyong, "Review of Application of VOF-Based NWT on Integrated OWC", Journal of Korean Society for Marine Environmental Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 111~117, (2012).
- Liu Zhen, Jin Jiyuan, Hyun Beom-Soo, Shi Hongda and Hong Keyyong, "Transient Calculation of Impulse Turbine for Oscillating Water Column Wave Energy Converter", 9th European Wave and Tidal Energy Conference, Southampton, UK, September 5~9, (2011).
- Maeda H., Takao M., Setoguchi T., "Impulse Turbine for Wave Power Conversion with Air Flow Rectification System", Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, 1: 646~652, (2001).
- Malmo O., Reitan A., "Wave-power absorption by an oscillating water column in a channel", Journal of Fluid Mechanics, 158: 153~175, (1985).
- Malmo O., Reitan A., "Wave-power absorption by an oscillating water column in a reflecting wall", Applied Ocean Research, 18: 42~48, (1986).
- Mamun M., Kinoue Y., Setoguchi T., "Hysteretic Characteristics of Biplane Wells Turbine in a Deep Stall Condition", Proceedings of the Fifteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Seoul, Korea, 1: 523~528, (2005).

- Patel V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., "Turbulence models for near-wall and low-Reynolds-number flows; a review", AIAA J., Vol.23, pp.1308~1319, (1985).
- Peregrine D. H., "Long waves on a beach", Journal of Fluid Mechanics, 27: 815~827, (1967).
- Setoguchi T., Kaneko K., Taniyama H., Maeda H., Inoue M., "Impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power conversion: guide vanes connected by links", International Journal of Offshore and Polar Engineering, 6(1): 76~80, (1996).
- Setoguchi T., Kim T. H., Kaneko K., "Air Turbine with Staggered Blades for Wave Power Conversion", Proceedings of the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference. Kitakyushu, Japan, 1: 662~667, (2002).
- Setoguchi T., Kinoue Y., et. al., "Hysteretic characteristics of Wells turbine for wave power conversion", Renewable Energy, 28: 2113~2127, (2003).
- Setoguchi T., Kinoue Y., Mohammad M., Kaneko K., "Unsteady Flow Phenomena of Wells Turbine in Deep Stall Condition", Proceedings of the Fourteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Toulon, France, 1: 266~271, (2004).
- Setoguchi T., Santhakumar S., Maeda H., Takao M., Kaneko K., "A review of impulse turbines for wave energy conversion", Renewable Energy, 23: 261~292, (2001).
- Setoguchi T., Takao M., Kaneko K., Inoue M., "Effect of guide vanes on the performance of a wells turbine for wave energy conversion". International Journal of Offshore and Polar Engineering, 8 (2): 155~160, (1998).
- Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., and Zhu, J., "A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows." Computers Fluids, Vol. 24, No. 3, pp. 227~238, (1995).
- Sommerfeld A., "Partial Differential Equation in Physics", Academic Press, New York, USA, 14~21, (1949).

- Suzuki M. and Arakawa C., "Numerical Simulation of 3-D Stall Mechanism on Wells Turbine for Wave-Power Generating System", Proceedings of the Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Seattle, USA, 1: 465~471, (2000).
- Takao M., Itakura K., Setoguchi T., "Noise Characteristics of Turbines for Wave Power Conversion", Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, 1: 609~613, (2001).
- Takao M., Setoguchi T., Kaneko K., Inoue M., "Air turbine with self-pitch-controlled blades for wave energy conversion", International Journal of Offshore and Polar Engineering, 7 (4): 308~312, (1997).
- Takao M., Setoguchi T., Kim T. H., "The Performance of Wells Turbine with 3D Guide Vanes", Proceedings of the Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Seattle, USA, 1: 381~386, (2000).
- Takao M., Thakker A., Abdulhadi R., "Effect of Blade Profile on the Performance of Large-Scale Wells Turbine", Proceedings of the Fourteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, Toulon, France, 1: 272~276, (2004).
- Tanaka M., Kawashima T., Isozaki T., Takehira A., "Investigation of the two-dimensional performance of supersonic impulse turbine blade cascades (1st report, general characteristics of blade cascade)", Trans of the JSME (in Japanese), 47(421): 1681~1689, (1981).
- Thakker A., Dhanasekaran T.S., "Application of Numerical Simulation Method to Predict the Performance of Wave Energy Device with Impulse Turbine", Journal of Thermal Science, 12: 38~44, (2002).
- Thakker A., Dhanasekaran T.S., "Computed effects of tip clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion", Renewable Energy, 29: 529~547, (2003).
- Thakker A., Dhanasekaran T.S., "Experimental and computational analysis on guide vane losses of impulse turbine for wave energy conversion", Renewable Energy, 30: 1359~1372, (2005).

- Thakker A., Dhanasekaran T.S., Ryan J., "Experimental studies on effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion", *Renewable Energy*, 30: 2203~2219, (2005).
- Thakker A., Frawley P., Daly J., "Preliminary 3D Computational Fluids Dynamics Analysis of the Wells Turbine", *Proceedings of the Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Seattle, USA, 1: 442~451, (2000).
- Thakker A., Frawley P., Khaleeq H. B., "An Investigation of the Effects of Reynolds Number on the Performance of 0.6m Impulse Turbines for Different Hub to Tip Ratios", *Proceedings of the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Kitakyushu, Japan, 1: 682~686, (2002).
- Thakker A., Frawley P., Khaleeq H. B., "Experimental and CFD Analysis of 0.6m Impulse Turbine with Fixed Guide Vanes", *Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference*, Stavanger, Norway, 1: 625~629, (2001).
- Thakker A., Frawley P., Khaleeq H. B., "Performance prediction of an Impulse turbine under real sea conditions using numerical simulation techniques", *Proceedings of the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Kitakyushu, Japan, 1: 674~681, (2002).
- Thakker A., Frawley P., Sheik Bajet E., "Comparison of 0.6m Impulse and Wells Turbines for Wave Energy Conversion Under Similar Conditions", *Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference*, Stavanger, Norway, 1: 630~633, (2001).
- Thakker A., Frawley P., Sheik Bajet E., "Numerical Analysis of Wells Turbine Performance Using a 3D Navier-Stokes Explicit Solver", *Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference*, Stavanger, Norway, 1: 604~608, (2001).
- Thakker A., Frawley P., Sheik E., "Experimental Investigation of CA9 Blades on a 0.3m Wells Turbine Rig", *Proceedings of the Tenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Seattle, USA, 1: 345~350, (2000).

- Thakker A., Khaleeq H. B., "Stress Analysis of Impulse Turbine Blades", Proceedings of the Eleventh international Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway, 1: 589~595, (2001).
- Thakker A., Khaleeq H. B., Ansari A. R., "Numerical Simulation of 0.6m Impulse Turbine for Wave Power Conversion Under Different Flow Conditions", Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference. Stavanger, Norway, 1: 634~637, (2001).
- Thakker Ajit, Hourigan Fergal, "Modeling and scaling of the impulse turbine for wave power applications", Renewable Energy, 29: 305~317, (2004).
- Thakker Ajit, Hourigan Fergal., "Computational fluid dynamics analysis of a 0.6 m, 0.6 hub-to-tip ratio impulse turbine with fixed guide vanes", Renewable Energy, 30: 1387~1399, (2005).
- Thakker Ajit, Usmani Zia, Dhanasekaran T.S., "Effects of turbine damping on performance of an impulse turbine for wave energy conversion under different sea conditions using numerical simulation techniques", Renewable Energy, 29: 2133~2151, (2004).
- Tseng Ruo-Shan, Wu Rui-Hsiang, Huang Chai-Cheng, "Model Study of a shoreline wave-power system", Ocean Engineering, 27: 801~821, (2000).
- Ursell F., Dean R. G., Yu Y. S., "Forced Small-amplitude Waters: a Comparison of Theory and Experiment", Fluid Mechanics, 22: 35~43, (1959).
- Wang D. J., Katory M., Bakountuzis L., "Hydrodynamic Analysis of Shoreline OWC Type Wave Energy Converters", Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 1: 8~15, (2002).
- Wehausen J. V., Laiton E. V., "Surface Waves. Encyclopedia of Physics", Springer-Verlag, 9: 446~778, (1960).
- Wei G., Kirby J. T., Sinha A., "Generational of Waves in Boussinesq Models using a Source Function Method", Coastal Engineering, 36: 271~291, (1999).
- Whittaker T. J. T, Stewart T. P., "An experimental study of nearshore and shoreline oscillating water columns with harbors", Proceedings of the European Wave

Energy Symposium, Edinburgh, Scotland, 151~156, (1993).

You Y., Yu Z., Katory M., Li Y., "Onshore wave power stations: analytical and experimental investigations", 16th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Yokohama, Japan, Ser B, 1: 105~112, (1997).

You Ya-ge, "Hydrodynamic analysis on wave power devices in near-shore zones", Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 5 (3): 42~54, (1993).

